



Universidad
Carlos III de Madrid

TRABAJO FINAL DE GRADO

**DISEÑO TÉRMICO Y ANÁLISIS
ECONÓMICO Y MEDIOAMBIENTAL
DE UNA PLANTA TERMOSOLAR DE
30 MW CON TECNOLOGÍA DE TORRE
CENTRAL, ACUMULACIÓN DE CALOR
MEDIANTE SALES FUNDIDAS Y
OPERACIÓN ININTERRUMPIDA**

AUTOR: ENRIQUE PÉREZ GÓMEZ

TUTOR: ANTONIO ACOSTA IBORRA

TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA ELÉCTRICA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS

LEGANÉS, 10/2013

**TÍTULO: DISEÑO TÉRMICO Y ANÁLISIS ECONÓMICO Y MEDIOAMBIENTAL DE UNA
PLANTA TERMOSOLAR DE 30 MW CON TECNOLOGÍA DE TORRE CENTRAL,
ACUMULACIÓN DE CALOR MEDIANTE SALES FUNDIDAS Y OPERACIÓN
ININTERRUMPIDA**

AUTOR: ENRIQUE PÉREZ GÓMEZ

TUTOR: ANTONIO ACOSTA IBORRA

EL TRIBUNAL

PRESIDENTE: MARÍA BELÉN GARCÍA DE BURGOS

SECRETARIO: PABLO ÁNGEL GARCÍA SALABERRI

VOCAL: MARCOS RODRÍGUEZ MILLÁN

Realizado el acto de defensa y lectura del Trabajo Final de Grado el día 10 de octubre de 2013
en la Escuela Politécnica Superior de Leganés, de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda
otorgarle la calificación de:

SECRETARIO

PRESIDENTE

VOCAL

AGRADECIMIENTOS

*A los albañiles,
a los pensadores.*

RESUMEN

Las energías renovables juegan un papel decisivo en una sociedad cada vez más concienciada de la necesidad de reducir el frenético ritmo de emisiones de gases contaminantes. Una de las alternativas pasa por la consideración de utilizar la radiación solar como fuente energética para la generación de electricidad.

En el presente Trabajo Final de Grado se ha diseñado una central termosolar de 30 MW, consistente en un campo de heliostatos que se encargan de reflejar la radiación solar incidente sobre el receptor situado en lo alto de una torre. Por este receptor circulan sales fundidas dedicadas, por un lado, a transferir la energía térmica adquirida al agua del ciclo de potencia, y por el otro, a almacenar el excedente de energía en tanques para usos posteriores.

A lo largo de los próximos capítulos se analizan por separado uno a uno los elementos anteriormente mencionados, estudiando de qué parámetros depende su dimensionado y realizando un estudio de posibles alternativas para optimizar eficiencias.

Además, se incluye un capítulo con un detallado análisis económico-financiero del proyecto estudiado, y otro que contempla el análisis de emisiones de dióxido de carbono asociadas a esta tecnología.

ABSTRACT

Renewable energies play an important role in the world attempt to reduce the excessive rate of greenhouse gas emissions to the atmosphere. One of the main alternatives is to consider the incident solar radiation as an energy source to generate electricity.

This project deals with the design of a 30 MW solar thermal power plant, consisting of a circular heliostat field responsible for reflecting the incident solar radiation onto the top of a tower, where a cylindrical receiver stands to transfer the thermal energy to the molten salts flowing inside it. These salts have two main tasks: on the one hand, they transfer the thermal energy they have acquired to the power cycle; on the other hand, they store in tanks the remaining energy for future uses.

Throughout the following chapters all of the elements mentioned above are analyzed separately, finding out what parameters they depend on, and developing alternative cases in order to optimize the efficiencies.

Finally, a detailed financial analysis of the power plant is also included, as well as the carbon dioxide emissions associated with this technology.

ÍNDICE

NOMENCLATURA	- 10 -
CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN.....	- 11 -
1.1. MOTIVACIÓN DEL TRABAJO FINAL DE GRADO.....	- 11 -
1.2. OBJETIVOS DEL TRABAJO FINAL DE GRADO.....	- 12 -
1.3. METODOLOGÍA PARA LA CONSECUCIÓN DE LOS OBJETIVOS	- 13 -
1.4. HERRAMIENTAS INFORMÁTICAS UTILIZADAS.....	- 14 -
CAPÍTULO 2: ENERGÍA SOLAR.....	- 15 -
2.1. FUENTES DE ENERGÍA RENOVABLE.....	- 15 -
2.1.1. ENERGÍA EÓLICA.....	- 17 -
2.1.2. BIOMASA.....	- 20 -
2.1.3. ENERGÍA GEOTÉRMICA	- 22 -
2.1.4. ENERGÍA DEL MAR Y LOS OCÉANOS.....	- 23 -
2.1.5. ENERGÍA HIDRÁULICA	- 25 -
2.1.6. ENERGÍA SOLAR FOTOVOLTAICA.....	- 27 -
2.2. EL RECURSO SOLAR	- 31 -
2.2.1. MOVIMIENTO RELATIVO ENTRE SOL Y TIERRA	- 32 -
2.2.2. COORDENADAS GEOGRÁFICAS TERRESTRES	- 33 -
2.2.3. ÁNGULOS SOLARES	- 34 -
2.2.4. RADIACIÓN SOLAR.....	- 37 -
2.3. PLANTAS SOLARES TÉRMICAS	- 38 -
2.3.1. SEGUIDORES SOLARES.....	- 38 -
2.3.2. PLANTAS SOLARES DE CONCENTRACIÓN.....	- 41 -
2.4. CENTRAL SOLAR TÉRMICA DE TORRE CENTRAL	- 44 -
CAPÍTULO 3: CARACTERIZACIÓN Y DISEÑO DEL MODELO DE ESTUDIO.....	- 51 -

3.1. CARACTERIZACIÓN Y DISEÑO DEL CICLO DE VAPOR	- 52 -
3.1.1. ELEMENTOS DEL CICLO DE VAPOR Y CALDERA AUXILIAR	- 52 -
3.1.2. CARACTERIZACIÓN TERMODINÁMICA DE LOS ELEMENTOS DEL CICLO Y LA CALDERA AUXILIAR.....	- 56 -
3.1.3. METODOLOGÍA DE DISEÑO DEL CICLO DE VAPOR Y LA CALDERA AUXILIAR	- 57 -
3.2. CARACTERIZACIÓN Y DISEÑO DEL RECEPTOR	- 59 -
3.2.1. ELEMENTOS DEL RECEPTOR	- 59 -
3.2.2. DISEÑO DEL RECEPTOR	- 62 -
3.2.3. PÉRDIDAS EN EL RECEPTOR.....	- 64 -
3.3. INTERCAMBIADOR DE CALOR	- 71 -
3.4. CARACTERIZACIÓN Y DISEÑO DEL CAMPO DE HELIOSTATOS	- 72 -
3.4.1. DISEÑO DEL CAMPO DE HELIOSTATOS	- 72 -
3.4.2. ÁNGULOS DE RADIACIÓN SOLAR	- 73 -
3.5. CARACTERIZACIÓN Y DISEÑO DEL MODELO DE RADIACIÓN.....	- 77 -
3.6. CARACTERIZACIÓN Y DISEÑO DEL SISTEMA DE ACUMULACIÓN DE CALOR	- 82 -
3.7. EVALUACIÓN DEL DISEÑO Y CARACTERIZACIÓN.....	- 84 -
CAPÍTULO 4: RESULTADOS	- 85 -
4.1. CICLO DE VAPOR.....	- 85 -
4.2. INTERCAMBIADOR DE CALOR	- 88 -
4.3. RECEPTOR.....	- 89 -
4.3.1. DISEÑO DE LA GEOMETRÍA DEL RECEPTOR.....	- 89 -
4.3.2. PÉRDIDAS TÉRMICAS POR CONVECCIÓN	- 90 -
4.3.3. PÉRDIDAS TÉRMICAS POR RADIACIÓN.....	- 91 -
4.3.4. PÉRDIDAS DE CARGA.....	- 92 -
4.4. CAMPO DE HELIOSTATOS.....	- 93 -
4.5. SISTEMA DE ALMACENAMIENTO	- 96 -

4.6. APOYO DE GAS NATURAL.....	- 96 -
4.7. EVALUACIÓN DEL DISEÑO Y CARACTERIZACIÓN.....	100
CAPÍTULO 5: ANÁLISIS ECONÓMICO	102
5.1. INTRODUCCIÓN	103
5.2. ANÁLISIS DE COSTES.....	105
5.2.1. GASTOS DE INVERSIÓN	105
5.2.2. GASTOS DE EXPLOTACIÓN.....	109
5.3. ANÁLISIS DE INGRESOS.....	110
5.4. TIEMPO ESTIMADO DE REALIZACIÓN	111
5.5. ESTUDIO DE RENTABILIDAD	114
5.6. COSTE DE REALIZACIÓN DEL INFORME DEL TRABAJO FINAL DE GRADO.....	121
CAPÍTULO 6: ANÁLISIS MEDIOAMBIENTAL	122
6.1. TIPOS DE IMPACTO Y MEDIDAS MITIGADORAS	122
6.2. ANÁLISIS DE EMISIONES DE CO ₂	124
6.3. AHORRO ECONÓMICO DERIVADO DE LA REDUCCIÓN DE EMISIONES	128
CAPÍTULO 7: ESTUDIO DE ALTERNATIVAS.....	131
7.1. CASO A: MODIFICACIÓN DEL CICLO DE RANKINE	131
7.2. CASO B: MODIFICACIÓN DEL TIEMPO DE ALMACENAMIENTO	134
7.3. CASO C: MODIFICACIÓN DE LOS TUBOS DEL RECEPTOR	138
7.4. CASO D: MODIFICACIÓN DE LA TEMPERATURA MÁXIMA DE LAS SALES.....	139
CAPÍTULO 8: CONCLUSIONES	144
8.1. RESUMEN DE LOS PRINCIPALES RESULTADOS OBTENIDOS	144
8.2. CONCLUSIONES FINALES A LOS RESULTADOS.....	152
8.3. CRÍTICA A LOS RESULTADOS.....	154
8.4. LÍNEAS FUTURAS DE ESTUDIO.....	155

APÉNDICES	157
APÉNDICE A: ECUACIONES BÁSICAS DE LA TERMODINÁMICA	157
APÉNDICES B: CÓDIGOS MATLAB DEL CASO CENTRAL	159
APÉNDICE B1: GEOMETRÍA DEL RECEPTOR.....	159
APÉNDICE B2: PÉRDIDAS POR CONVECCIÓN	160
APÉNDICE B3: PÉRDIDAS POR RADIACIÓN	161
APÉNDICE B4: CAMPO DE HELIOSTATOS	162
REFERENCIAS.....	164

NOMENCLATURA

Símbolo	Significado	Símbolo	Significado
A	Área	q_{conv}	Pérdidas por convección
AST	Hora solar aparente	q_{rad}	Pérdidas por radiación
BDI	Beneficios Después de Impuestos	Q	Caudal volumétrico/Cash Flow
C	Coste	\dot{Q}	Potencia calorífica
c_p	Calor específico	r	Radio
D	Diámetro	R''	Resistencia térmica
d_{ext}	Diámetro exterior de tubo	Ra	Número Rayleigh
d_{int}	Diámetro interior de tubo	Re	Número Reynolds
E	Energía	s	Entropía
EBIT	Earnings Before Interests and Taxes	S	Separación/Superficie
EBITDA	Earnings Before Interests, Taxes, Depreciation and Amortization	t_{sol}	Horas de sol sobre umbral mínimo
f	Factor de fricción	T	Temperatura
F	Factor de forma	TIR	Tasa Interna de Retorno
g	Aceleración gravedad/Irradiancia por unidad de superficie	v	Velocidad de la sal
G	Irradiancia	V	Volumen
Gr	Número Grashof	VAN	Valor Actual Neto
h	Ángulo horario/ Entalpía/ Altura/ Coef. Transf. Calor Convección/ Horas	\dot{w}	Potencia mecánica específica
H	Irradiación	\dot{W}	Potencia mecánica
I_0	Inversión inicial	W	Trabajo
J	Radiosidad	Z	Ángulo azimutal
k	Conductividad/Pérdidas de carga secundarias/Tasa de descuento	Z_s	Ángulo azimutal de superficie
L	Longitud característica/latitud	Z_{torre}	Ángulo azimutal de torre
m	Masa	α	Ángulo altitud solar/absortividad
\dot{m}	Caudal másico	α_{torre}	Ángulo altitud de torre
n	Número de moles	β	Ángulo de inclinación
NHA	Número de heliostatos por anillo	δ	Declinación solar
$n_{paneles}$	Número de paneles en el receptor	ϵ	Emisividad
n_{tubos}	Número de tubos en el receptor	η	Rendimiento/Eficiencia
Nu	Número Nusselt	θ	Ángulo entre sol, heliostato y receptor
p	Presión	μ	Viscosidad
P	Potencia	ρ	Densidad/reflectividad
PC	Poder calorífico	σ	Constante de Stefan-Boltzmann
Pr	Número Prandtl	$\dot{\sigma}$	Irreversibilidad
\dot{q}	Potencia calorífica específica	Φ	Ángulo de zenit
q''	Flujo térmico de calor	τ	Transmitividad

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

1.1. MOTIVACIÓN DEL TRABAJO FINAL DE GRADO

Con el imparable aumento de la demanda energética en el mundo actual y la amenaza de la desaparición de los combustibles fósiles en el horizonte, la sociedad se empieza a concienciar de la necesidad de disponer de nuevas fuentes de generación de energía.

Si a lo anterior se le suma los objetivos fijados por el protocolo de Kyoto en cuanto a reducción de emisiones y mejora de eficiencia energética, el cóctel resultante es la evolución hacia un desarrollo sostenible apoyado en las energías renovables.

España dispone de un más que aceptable recurso solar, lo que lo convierte en un país muy atractivo para realizar importantes inversiones para generación de energía a través de esta tecnología.

En el presente proyecto se apuesta por el diseño de una tecnología de generación renovable que comienza a despuntar a nivel mundial, y en la que España se encuentra entre las líderes en energía producida: generación de electricidad a través de una planta termosolar con receptor central cilíndrico vertical y almacenamiento térmico mediante sales fundidas.

Este último detalle de almacenamiento es el que hace el proyecto atractivo: la posibilidad de acumular la energía captada excedentaria durante las horas centrales del día y poder utilizarla en los periodos de ausencia de radiación solar puede llegar a colocar esta tecnología al nivel de las centrales convencionales en cuanto a horas de funcionamiento anuales y estabilidad de producción.

Cumplir con lo anterior significa situarse un paso más cerca de los objetivos marcados en Kyoto, puesto que aunque este proyecto no contempla una generación de energía exenta de emisiones (se ha incluido en el diseño una caldera de apoyo de gas natural), éstas son sustancialmente menores que las correspondientes a centrales térmicas convencionales.

1.2. OBJETIVOS DEL TRABAJO FINAL DE GRADO

Los objetivos que se han perseguido desde la puesta en marcha del proyecto han sido los siguientes:

- Recopilación y estudio de la información básica sobre tecnologías de generación renovable, incidiendo especialmente en las relacionadas con el recurso solar. Dentro de estas últimas, detectar qué hace la tecnología de central termosolar de receptor central y almacenamiento en sales fundidas más atractiva que el resto.
- Elección del punto de diseño. Elegir una ubicación propicia con un buen recurso solar, y realizar el dimensionado de la central para un día representativo del año. Investigar el modelo de radiación más adecuado.
- Dimensionamiento de un ciclo de Rankine similar a lo estudiado académicamente que permita transformar la energía térmica contenida en las sales fundidas en energía eléctrica.
- Generación de un código en el software MatLab para el modelado del receptor central, que permita calcular sus propiedades morfológicas y las pérdidas por convección, radiación y de carga.
- Generación de un código en el software MatLab que permita dimensionar el campo de heliostatos de acuerdo a la energía eléctrica que se pretende obtener a la salida de la central.
- Modelado de los tanques de almacenamiento de sales fundidas para permitir la operación de la central ininterrumpida a lo largo de las 24 horas del día, los 365 días del año. Estudiar la posibilidad de incluir una caldera de gas natural como apoyo de energía en los meses que se requiera la misma.
- Obtención de los resultados más relevantes de los puntos anteriores y comprobación de que se encuentran dentro del rango esperado en comparación con otras centrales similares ya construidas.
- Análisis económico-financiero del diseño resultante y conclusión sobre la rentabilidad o no del proyecto a través de los indicadores adecuados.
- Análisis de las emisiones de dióxido de carbono asociadas a la quema de gas natural de la caldera de apoyo y compararlas con centrales convencionales de la misma potencia.
- Estudio de alternativas mediante la variación de algunos de los parámetros más significativos de la central. Comparación entre los distintos casos de estudio, ventajas e inconvenientes de cada uno. Selección del modelo más adecuado de acuerdo al objetivo que se persiga (técnico, económico, medioambiental).

1.3. METODOLOGÍA PARA LA CONSECUCCIÓN DE LOS OBJETIVOS

Las fases que se han seguido para la consecución de los objetivos anteriormente marcados han sido, cronológicamente, las siguientes:

- Documentación: referenciada en la bibliografía. Se comenzó con el estudio del libro ‘Solar Energy Engineering’ [1] para obtener un entendimiento global de la energía y los ángulos solares. Se han utilizado además otras referencias [2-48], entre las cuales cabe destacar los tres artículos técnicos [22], [37] y [42] que el tutor del trabajo puso a disposición, y un libro acerca de centrales termosolares de torre central [21]. Por parte del alumno, se acudió a los títulos [33] y [35] para completar la documentación necesaria para el inicio del trabajo.
- Planteamiento del diseño del caso central: a través del estudio de las referencias anteriores y a la ayuda del tutor, se plasmaron sobre el papel los fundamentos técnicos sobre los que se debe apoyar el diseño teórico de la central termosolar.
- Obtención de resultados: resolución de las ecuaciones planteadas en el punto anterior para calcular los parámetros asociados al diseño de la central evaluada en este proyecto.
- Estudio de alternativas: partiendo del caso central, y con ayuda de programas de cálculo numérico, se analizó la posibilidad de introducir variaciones al caso central y observar las consecuencias de las mismas.
- Redacción de la memoria. El informe cuenta con la estructura que se detalla a continuación:
 - Capítulo 1: Motivaciones, objetivos, metodología y herramientas informáticas utilizadas en el trabajo.
 - Capítulo 2: Estudio de fuentes de energía renovable, introducción a la energía solar y presentación de plantas solares térmicas, reparando especialmente en las de receptor central con almacenamiento.
 - Capítulo 3: Caracterización y diseño teórico de cada parte del modelo de estudio (ciclo Rankine, receptor central, campo de heliostatos, radiación incidente y tanques de acumulación).
 - Capítulo 4: Resultados. Resolución de los planteamientos teóricos de las secciones de la central expuestas en el capítulo 3.
 - Capítulo 5: Estudio económico-financiero de la central termosolar de receptor central diseñada. Análisis de costes e ingresos. Rentabilidad y diagrama de Gantt.
 - Capítulo 6: Impacto medioambiental. Análisis de emisiones de dióxido de carbono. Comparación con centrales convencionales.
 - Capítulo 7: Alternativas de diseño.
 - Capítulo 8: Conclusiones. Resumen del caso central y comparación con las alternativas de diseño. Ventajas y desventajas de cada caso.

1.4. HERRAMIENTAS INFORMÁTICAS UTILIZADAS

Las principales herramientas que han utilizado para la elaboración del Trabajo Final de Grado han sido las siguientes:

- Paquete de Microsoft Office, desglosado de la siguiente manera:
 - Microsoft Word para la redacción de la memoria.
 - Microsoft Excel para el diseño de gráficas y del análisis económico-financiero.
 - Microsoft Project para el diseño del diagrama de Gantt.
 - Microsoft PowerPoint para la creación de la presentación para la exposición.
- Software de cálculo numérico MatLab (R2011b), para la modelado de los siguientes elementos:
 - Geometría del receptor.
 - Pérdidas por convección.
 - Pérdidas por radiación.
 - Pérdidas de carga en la torre.
 - Dimensionamiento del campo de heliostatos.
 - Modelado de los tanques de almacenamiento de sales fundidas.

CAPÍTULO 2: ENERGÍA SOLAR

El Sol es la fuente de energía más importante que existe en el planeta Tierra. De hecho, la mayor parte de las formas de energía que actualmente se conocen provienen de la energía solar en su origen: el carbón, el gas natural, el petróleo o la madera fueron originalmente producidos mediante procesos fotosintéticos en los que la descomposición de la vegetación sujeta a altas temperaturas y presiones durante largos periodos de tiempo dieron lugar a complejas reacciones químicas que culminaron con la producción de estas materias primas.

Incluso ciertas energías de las consideradas renovables, tales como la eólica o la hidráulica, tienen su origen en la energía solar. La primera es debida a la variación de temperatura en las diferentes capas de la atmosfera (es por esto que, aunque pueda parecer lo contrario, es más ventoso el día que la noche, y el verano que el invierno), mientras que en el ciclo hidrológico de la segunda, el Sol juega un papel muy importante.

Se procede a continuación a detallar con brevedad varias fuentes de energía renovable, puesto que el presente trabajo evalúa la utilización de la principal (energía solar) como medio alternativo para la generación de electricidad. Se exponen en este capítulo también un análisis de la radiación solar y las centrales solares actuales, prestando especial atención a la que este trabajo evalúa: planta solar de torre central.

2.1. FUENTES DE ENERGÍA RENOVABLE

Los recursos renovables producen energía mediante la conversión de fenómenos naturales en formas útiles de energía. Estas tecnologías utilizan la radiación procedente del Sol, y sus

efectos directos e indirectos sobre la Tierra, como recurso principal para la producción. Tienen un potencial energético enorme en la medida en que se sigan desarrollando tecnologías eficientes para la captación y transformación de estos recursos en formas de energía aprovechables, y se superen los obstáculos económicos.

Las causas principales que impulsan a la sociedad a mirar hacia las energías renovables son la preocupación por los problemas medioambientales y el creciente e imparable aumento de la energía consumida en contraposición a unos recursos convencionales limitados.

Dentro de la primera causa, se clasifican efectos dañinos para la naturaleza tales como la lluvia ácida (causada por SO_2 y NO_x), la disminución de la capa de ozono (causada principalmente por los gases CFCs) y el efecto invernadero, debido al cual ciertos gases presentes en la atmósfera (como CO_2 , CH_4 , N_2O y SF_6) retienen parte de la radiación que, en condiciones normales, debería ser reflejada de vuelta al espacio exterior, provocando un aumento de temperatura en el planeta (conocido como “calentamiento global”).

En lo que concierne al continuo aumento de la energía consumida a nivel terrestre, se plantea la duda de la durabilidad de los recursos convencionales existentes para la generación de energía, tales como carbón, petróleo o gas natural.

Todos estos potenciales problemas llevaron a las Naciones Unidas a reunirse para tomar medidas al respecto, que tomaron la forma de un documento conocido Protocolo de Kyoto (1997), en el que se propone fomentar la reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero. Actualmente, los objetivos que la UE se marca para 2020 son los siguientes: [2]

- 1) Reducción de las emisiones en un 20%.
- 2) Reducción del consumo energético en un 20%.
- 3) Aumento del consumo de energías renovables en un 20%.

De la necesidad de alcanzar estos objetivos es de donde procede el creciente interés por las fuentes de energía renovable. Se resumen a continuación sus ventajas más importantes: [2]

- 1) No producen CO_2 .
- 2) Los recursos son inagotables y gratuitos.
- 3) Su carácter modular permite el uso local y descentralizado, y reduce las pérdidas por transporte de energía.
- 4) Las fuentes se encuentran repartidas por todo el mundo, lo que contribuye a la autonomía de cada país en la medida en que desarrollen el potencial renovable.
- 5) Tecnología simple.

No se debe obviar que presentan algunos inconvenientes, que si bien salvables a través de la evolución tecnológica, de momento lastran la confianza en las renovables:

- 1) Contaminación visual del paisaje (grandes aerogeneradores ó superficies cubiertas de paneles fotovoltaicos).
- 2) Intermitencia de las fuentes de energía.
- 3) Costosa inversión inicial.

Se presenta a continuación dentro de esta sección los tipos de recursos renovables con más presencia actual en el mercado.

2.1.1. ENERGÍA EÓLICA

Hasta que la radiación solar llega a la superficie terrestre, ha tenido que atravesar las diferentes capas de la atmósfera, lo que genera un gradiente de temperatura entre las mismas con una consecuencia inmediata: movimiento de las masas de aire, o viento. Según [1], se calcula que menos del 1% de la energía solar que alcanza la Tierra se transforma en energía eólica como consecuencia de lo anterior. No obstante, y de acuerdo a un estudio puramente teórico, este pequeño porcentaje de energía eólica debidamente aprovechado bastaría para cubrir la demanda actual de energía en el planeta.

En términos de capacidad, la energía eólica es, por mucho, el recurso renovable con mayor potencia instalada. España es uno de los países pioneros en lo que al desarrollo de la energía eólica se refiere, tan sólo por detrás de tres potencias mundiales como China, EEUU y Alemania. Actualmente en este país se cuentan con casi 24 GW de potencia instalada, lo que supone aproximadamente el 25% de la potencia total instalada [2].

El crecimiento exponencial de la energía eólica en los últimos diez años puede entenderse como consecuencia de tres factores:

- Progresos en I+D+I.
- Reducción en los costes de fabricación.
- Aumento continuo del tamaño de las turbinas.

Se muestra a continuación una muestra del enorme potencial eólico: el día 06/02/2013, la generación eólica superó los 17 GW, y por momentos cubrió más del 40% de la demanda energética española (ver fig.2.1):

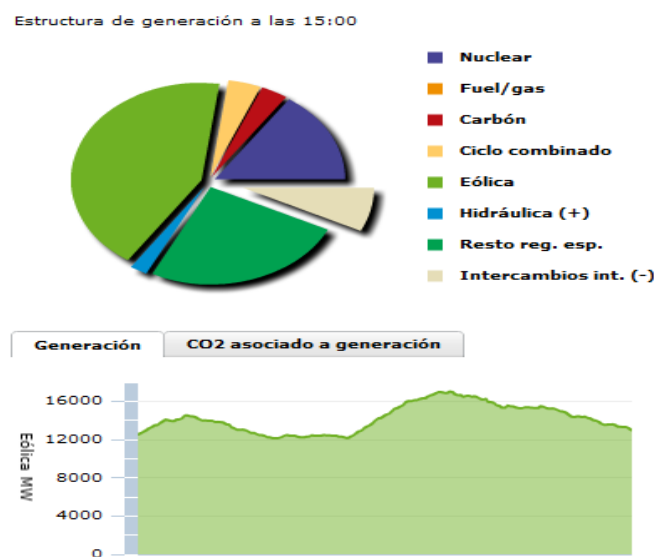


Fig.2.1 Perfil de generación eólica para el día 06/02/2013 [3]

La transformación de la energía que porta el viento en energía aprovechable se lleva a cabo mediante turbinas de viento o aerogeneradores. Cuando el viento hace girar sus palas, solidarias al rotor de un generador, las leyes electromagnéticas que rigen este fenómeno determinan que la consecuencia inmediata es la producción de electricidad. Una vez se ha llevado a cabo un análisis en profundidad del hipotético terreno donde se podrían instalar los aerogeneradores (existen multitud de herramientas informáticas disponibles en el mercado para tal propósito), es de igual importancia que la tecnología de estos sea efectiva y eficiente para aprovechar al máximo posible el recurso eólico. No obstante, la transformación de la energía proveniente del viento en energía mecánica a través de la turbina viene acotada superiormente por el límite de Betz [2]: el máximo rendimiento de cualquier aerogenerador es del 59,26%.

Por lo tanto, una vez conocida la dependencia directa entre el aprovechamiento del recurso eólico y la tecnología de la turbina, la pregunta que naturalmente surge es la siguiente: ¿qué tipo de turbina es la más apropiada para sacar el máximo partido del viento? O en otras palabras, puesto que no se puede superar el límite de Betz, ¿qué tecnología acerca más el rendimiento a este límite superior?

Existe una gran variedad de tipos de aerogeneradores en el mercado: de eje vertical u horizontal; de una, dos o tres palas. Se presenta en la fig.2.2 un gráfico que compara el rendimiento de distintos aerogeneradores según la velocidad específica, esto es, la velocidad en la punta de la pala.

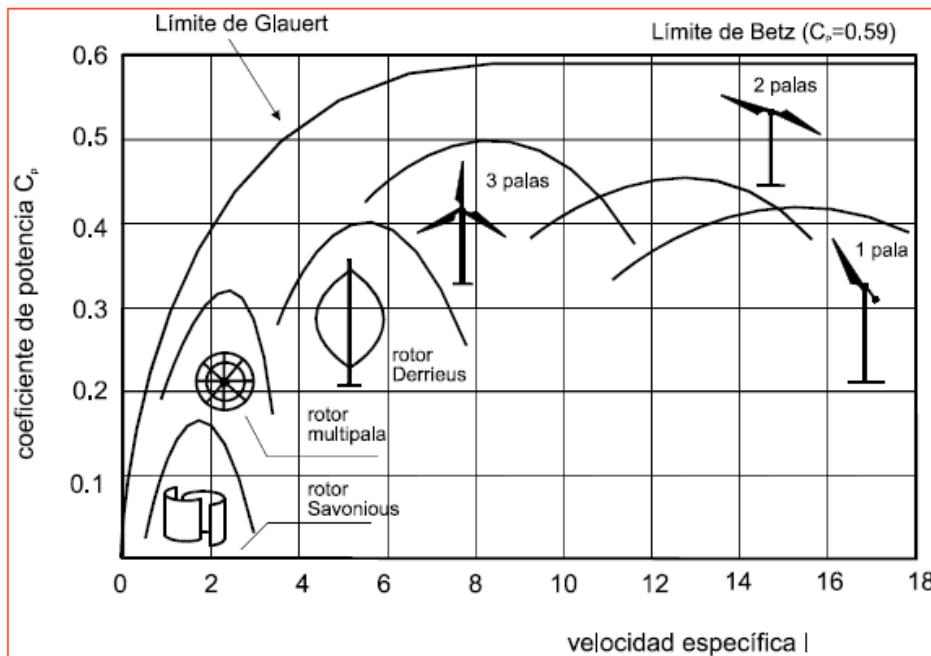


Fig.2.2 Rendimiento de diferentes aeroturbinas frente a velocidad del viento [2]

La tecnología óptima dependerá por lo tanto de la velocidad específica.

Además de la selección del tipo de turbina más adecuada, existen otras formas complementarias de aumentar el rendimiento del aerogenerador. Por ejemplo, cuanto más alta sea la torre que sustenta el aerogenerador, mejor será el recurso eólico, y mayor será la potencia disponible, por ser ésta proporcional a la velocidad del viento al cubo. Estas torres suelen llevar incorporadas en su interior un transformador elevador de tensión, para reducir las pérdidas de potencia en el recorrido que sale desde la turbina de viento hasta el punto de conexión a red.

La instalación de sistemas de control y sensores como anemómetros en la góndola del aerogenerador es otra de las opciones que permiten que el aprovechamiento del viento sea máximo, y el aerogenerador realice un seguimiento efectivo de la dirección del mismo, adoptando una posición relativa óptima respecto al viento y aumentando de esta forma la potencia generada. Se muestra en la fig.2.3 el interior de un aerogenerador típico utilizado para la producción de energía eólica.

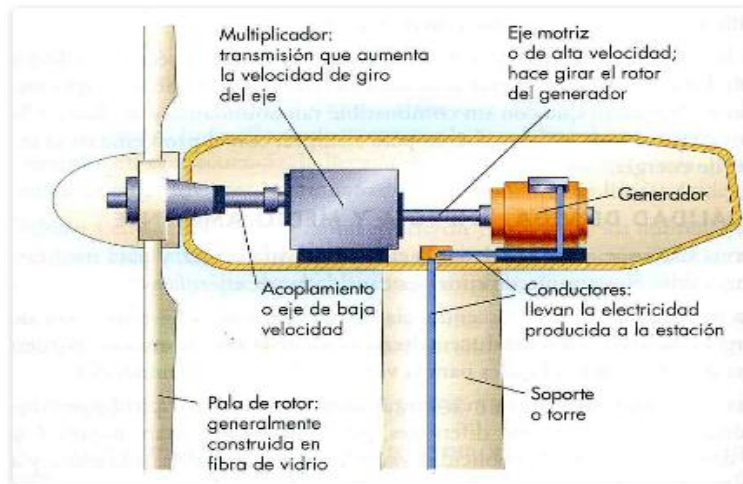


Fig.2.3 Vista lateral interior de los componentes de un aerogenerador [4]

Finalmente, se detalla cuál es la perspectiva de futuro de este recurso renovable. Aparte de las respuestas obvias, ligadas a la resolución del problema de la intermitencia y el desarrollo de la tecnología de las turbinas de viento, el mayor potencial asociado a la energía eólica es la instalación 'offshore', o mar adentro (fig.2.4). Se analizan las ventajas y desventajas referidas a esta idea:

Ventajas	Desventajas
Recurso eólico mayor y menos turbulento	Mayor coste asociado a la evaluación del recurso eólico
Espacio mucho más amplio que en la superficie terrestre	Limitaciones de acceso para instalación y mantenimiento
Menor altura de torre necesaria, lo que reduce el coste	Altos costes de cimentación sobre la superficie marina
Lejos de zonas pobladas (mayor nivel de ruido permitido y reducción del impacto visual)	Mayor complejidad de la infraestructura eléctrica

Tabla 2.1 Ventajas y desventajas de la eólica offshore [5]



Fig.2.4 Parque eólico offshore [6]

2.1.2. BIOMASA

La energía proveniente de la biomasa es un término genérico que resulta de la producción de energía a partir de una gran variedad de materiales orgánicos [1]: cultivos energéticos, madera, desechos animales, industriales, agrícolas y forestales, así como otros productos biodegradables como alimentos o cosechas (especialmente la caña de azúcar).

Si se analiza la relación existente entre la biomasa y la energía solar, se puede considerar a la primera como un tipo de “baterías” que almacenan energía procedente del Sol. Tomando el sencillo ejemplo de una planta para explicar la generación de biomasa a partir de energía solar, se observa cómo a través de procesos fotosintéticos, la materia orgánica captura la energía solar para transformar el dióxido de carbono en carbohidratos. Esto se puede extrapolar de manera aproximada al resto de materiales orgánicos (fig.2.5).

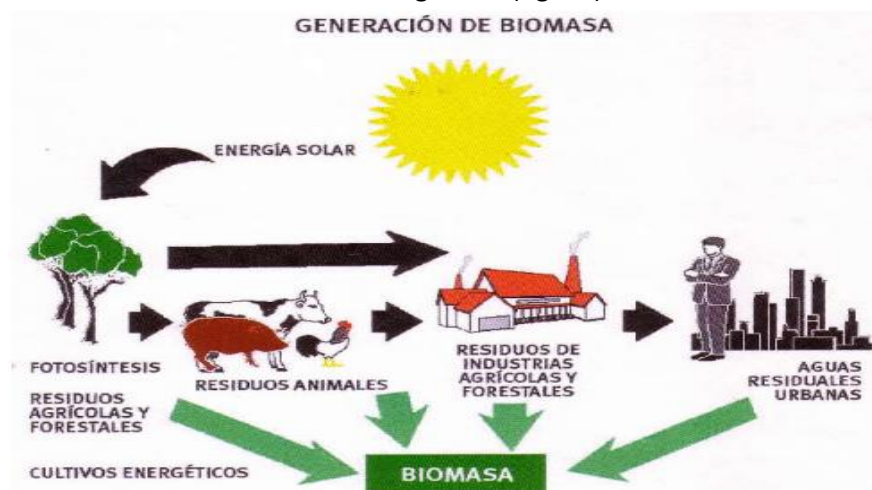


Fig.2.5 Generación de biomasa [7]

El procedimiento para la generación energética a partir de la biomasa es muy similar al seguido en centrales de tipo térmico: se quema el combustible para alcanzar altas temperaturas que evaporen el agua de un ciclo, y el vapor resultando mueve una turbina acoplada a un generador.

Por lo tanto se puede pensar en la biomasa como una fuente energética renovable distinta de cualquier otra, puesto que en la combustión genera productos perjudiciales para el medio ambiente como el dióxido de carbono. No obstante, aparte del menor contenido en azufres con respecto al carbón, si se estudia la diferencia entre el CO₂ absorbido por los materiales orgánicos durante su ciclo de vida, y el expulsado a la atmósfera durante la combustión de los mismos, el balance es prácticamente cero. La conclusión es que, aunque no contribuyen a la reducción de la emisión de gases de efecto invernadero, al menos tampoco contribuyen al aumento de la concentración de los mismos en las capas atmosféricas.

El principal problema a tener en cuenta en lo que a la energía generada por la biomasa se refiere es el adecuado tratamiento del suelo. Por la pobre densidad energética de la biomasa, se requieren enormes cosechas de materiales orgánicos para que este recurso pueda ser competitivo con otros, lo que conduce a la pregunta de si es rentable o no disponer de semejante cantidad de suelo para estas cosechas. Esta duda es crítica en el sentido de que, durante la cosecha, nutrientes esenciales del suelo son eliminados, y si no son repuestos debidamente, la fertilidad del suelo puede disminuir a lo largo del tiempo como consecuencia, dejándolo inútil para posteriores cosechas. Afortunadamente, la reposición de los nutrientes es un hecho bastante fácil de conseguir.

Aparte de la pérdida de fertilidad, otro de los principales problemas afectando a la calidad de la tierra a cosechar es la erosión. La plantación masiva de componentes orgánicos conduce inevitablemente a la erosión del suelo, y por consecuencia, a la pérdida de las propiedades que lo hacen adecuado para el cultivo de biomasa. Se muestra en la fig.2.6 un cultivo de biomasa:



Fig.2.6 *Cultivo de biomasa [8]*

Finalmente, la otra gran desventaja asociada al cultivo de la biomasa es la relación inversamente proporcional que existe entre la cantidad de terreno cosechada y el número de especies vivas que es capaz de sustentar. Una fácil solución a este problema consiste en utilizar como campo de cultivo las zonas deforestadas, concediéndolas de esta manera un nuevo potencial de gran valor aprovechable para la sociedad.

Dentro de la categoría de la biomasa, se pueden hacer distinciones entre biogás y biocarburantes:

- Biogás: degradación de la materia orgánica (normalmente desechos animales) en condiciones anaeróbicas.
- Biocarburantes: este recurso energético se está beneficiando del creciente desarrollo en la tecnología de destilación. Dentro de este tipo se clasifican principalmente el bioetanol, generado a partir de la fermentación alcohólica de azúcares (con Brasil liderando esta tecnología a nivel mundial) y el biodiesel, liderado por Alemania y generado a partir de aceites vegetales.

2.1.3. ENERGÍA GEOTÉRMICA

Es la energía almacenada en forma de calor bajo la superficie de la Tierra, que puede aprovecharse para la producción directa de calor o, derivado de esto, para la generación de electricidad [2].

Según la temperatura del recurso geotérmico se pueden establecer clasificaciones en este tipo de energía renovable. Estudios [1] muestran cómo la temperatura de la corteza terrestre se mantiene constante a lo largo del año a partir de una cierta profundidad (de diez a veinte metros) debido a la gran inercia térmica de la Tierra. Este tipo de energía térmica se conoce como “energía geotérmica de baja entalpía (o temperatura)”.

A mayor profundidad, y por tanto a temperaturas y presiones crecientes, se encuentran la “energía geotérmica de media entalpía” y la “energía geotérmica de alta entalpía”. Consiste básicamente en la excavación de un agujero teniendo en cuenta la relación directa existente entre profundidad y temperatura. El resto se basa en un intercambio de calor entre las profundidades corteza terrestre a alta temperatura y el fluido que realiza el ciclo de trabajo, normalmente agua.

Puesto que el coste de la obra es bastante caro, se suelen utilizar los yacimientos previamente excavados para extracción de carbón o gas natural.

Una vez que aumente el número de excavaciones, este recurso, de momento limitado por su baja disponibilidad en contraste con su alta madurez tecnológica, tendrá un potencial muy alto, puesto que es capaz de producir de manera continua las 24 horas del día y, en consecuencia, ser gestionable.

Se muestran en la fig.2.7 el proceso seguido para la obtención del recurso geotérmico; además, en la tabla 2.2 se desglosan las ventajas y desventajas de este recurso [9]:

Ventajas	Desventajas
Ausencia de ruidos exteriores	Contaminación térmica y de aguas cercanas
Evitar la dependencia exterior	Emisión de ácido sulfhídrico
Reducido área por megavatio [m^2/MW]	Alto coste asociado a la excavación
Recurso geotérmico enorme	No se puede transportar

Tabla 2.2 Ventajas y desventajas de la energía geotérmica [5]

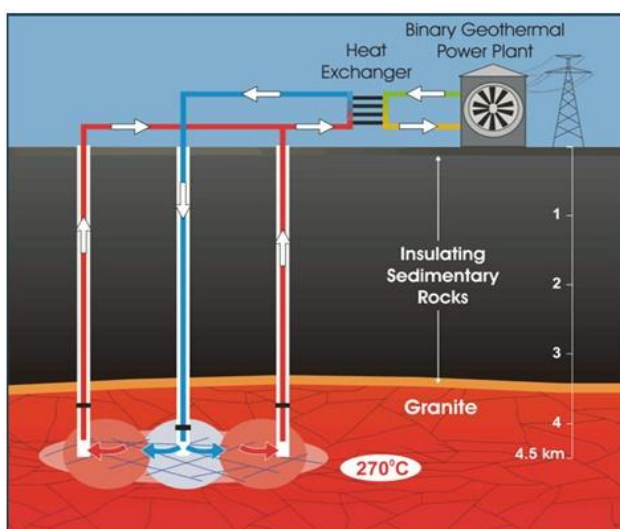


Fig.2.7 Recurso geotérmico [10]

Los principales usos que este recurso ha ofrecido hasta el momento van desde la desalinización del agua, aprovechamiento directo del calor (calefacción), o la generación de electricidad. Cuál de ellos se lleva a cabo, depende en gran medida del desarrollo del recurso geotérmico en cada país. Por ejemplo, en España sólo existen proyectos de aprovechamiento geotérmico para uso térmico en instalaciones balnearias, calefacción en invernaderos, o para calefacción de viviendas.

2.1.4. ENERGÍA DEL MAR Y LOS OCÉANOS

Es la energía que se puede obtener utilizando el movimiento de las mareas, olas y corrientes acuáticas submarinas. En contraposición a la energía geotérmica, este tipo de recurso no ha desarrollado una madurez tecnológica suficiente como para ser competitiva con otros tipos de energías renovables, a pesar de contar con una enorme disponibilidad (mayor incluso que la del recurso eólico).

Es posible establecer la siguiente clasificación [2] atendiendo a cómo utilizar este tipo de recurso:

- Energía maremotriz: aprovecha el movimiento natural de ascenso (pleamar) o descenso (bajamar) de las aguas con el fin de utilizar la energía potencial obtenida por la diferencia entre ambos estados. El funcionamiento básico consiste en construir diques, al igual que en las plantas hidroeléctricas, de altura no muy significativa, de modo que al subir la marea el agua quede atrapada dentro. Una vez se cuenta con el recurso almacenado, se utilizan turbinas para obtener electricidad siguiendo el mismo proceso que en las grandes plantas hidroeléctricas. No obstante, para que este sistema sea rentable, la diferencia de altura entre pleamar y bajamar debe ser importante (unos cinco metros), y hay muy pocos emplazamientos en el mundo que cumplan con este requisito.
- Energía undimotriz: es la producida por el movimiento de las olas. Existen cientos de estructuras patentadas de generadores eléctricos que usan este recurso, y pueden ser clasificados en activos (los elementos de la estructura se mueven al golpear las olas y se

extrae la energía utilizando los movimientos que provocan las partes móviles y las partes fijas), y pasivos (la estructura esta fija al fondo del mar o en la costa y se extrae la energía directamente del movimiento del agua). Se describen a nivel básico un método de cada tipo:

- *Activo*: hacen uso de boyas flotantes, que por lo general contienen en su interior pistones hidráulicos de alta presión para generar electricidad. Estos sistemas se anclan al fondo marino, aprovechando el movimiento relativo entre el punto fijo anclado y la boya flotante, que sigue el movimiento vertical de las olas (fig.2.8 y 2.9).

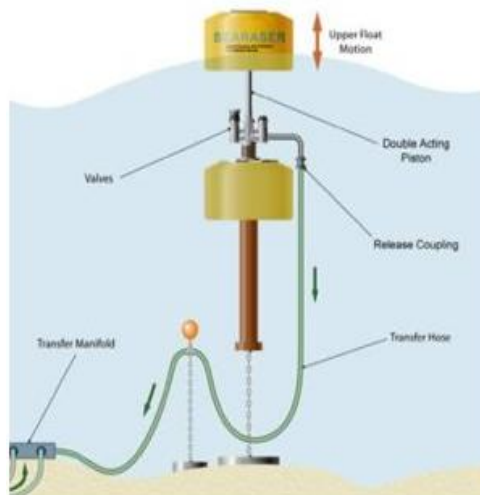


Figura 2.8 Representación gráfica [11]

Figura 2.9 Boya flotante [11]

- *Pasivo*: El principio de funcionamiento se basa en aprovechar la energía cinética de las mismas para accionar una turbina. En estos sistemas, la ola entra a una cámara y provoca la expulsión del aire almacenado en el interior, que de camino al exterior acciona el eje de la turbina acoplada al generador (fig.2.10).

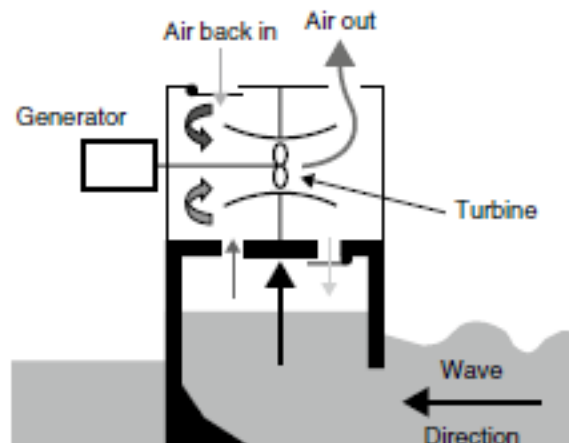


Fig.2.10 Sistema pasivo [11]

En la tabla 2.3 se resumen las principales ventajas y desventajas de la energía undimotriz:

Ventajas	Desventajas
Recurso abundante y predecible	Gran inversión inicial
Disipa la energía de las olas (protección de la costa)	Baja calidad de la energía eléctrica resultante
Posibilidad de uso para desalinización	Poco rendimiento obtenido

Tabla 2.3 Ventajas y desventajas de la energía undimotriz [5]

- Corrientes marinas: Consiste en el aprovechamiento de la energía cinética contenida en las corrientes marinas. El proceso de captación de energía lo llevan a cabo unas turbinas marinas que giran a baja velocidad (10-20 rpm) con el fin de no dañar a las criaturas marinas. Es una tecnología muy poco desarrollada y que ha creado últimamente grandes expectativas (fig.2.11).



Fig.2.11 Turbina de corrientes marinas [12]

2.1.5. ENERGÍA HIDRÁULICA

La energía hidráulica sigue un proceso de funcionamiento muy similar al ya expuesto en el apartado de la energía maremotriz. Consiste en el aprovechar la transformación de la energía potencial del agua en energía cinética mediante su almacenamiento en presas de altura de salto considerable y posterior turbinación.

Existe gran controversia a la hora de clasificar esta energía como renovable pura, o hacer una distinción dentro de este grupo. La causa principal es el carácter *despachable* de la energía hidráulica. Al contrario que otros, este recurso no es intermitente, sino que se puede regular y por lo tanto es posible controlar el nivel de potencia a la salida de la turbina. Por otro lado, el elevado impacto ecológico que supone la construcción de una central hidroeléctrica (fig.2.12) refuerza la idea de aquellos que se oponen a su clasificación como energía renovable pura. La construcción de embalses puede afectar gravemente a ciertas especies de animales acuáticos, tales como la trucha o el salmón. Esto se hace extensible aguas abajo, pues el recurso acuático a la salida de la turbina es en su mayoría sedimento, lo que causa erosión en los márgenes del río.

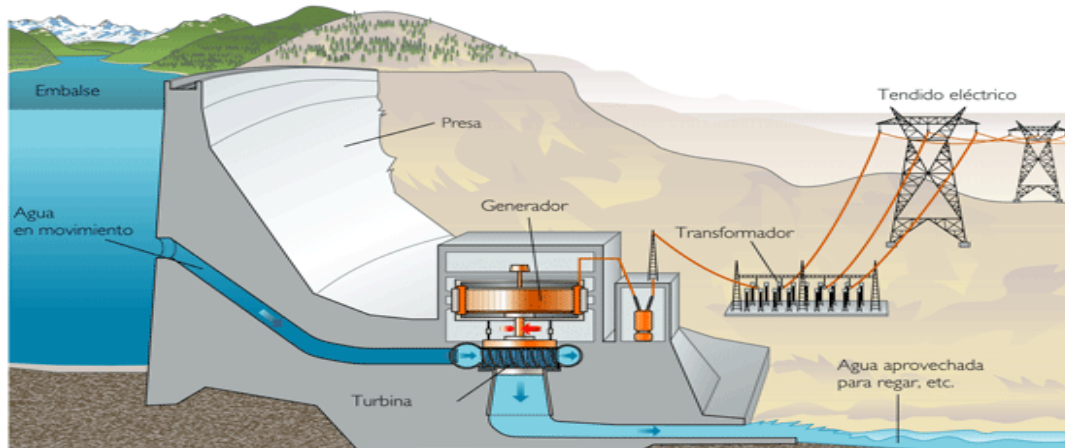


Fig.2.12 Central hidroeléctrica [13]

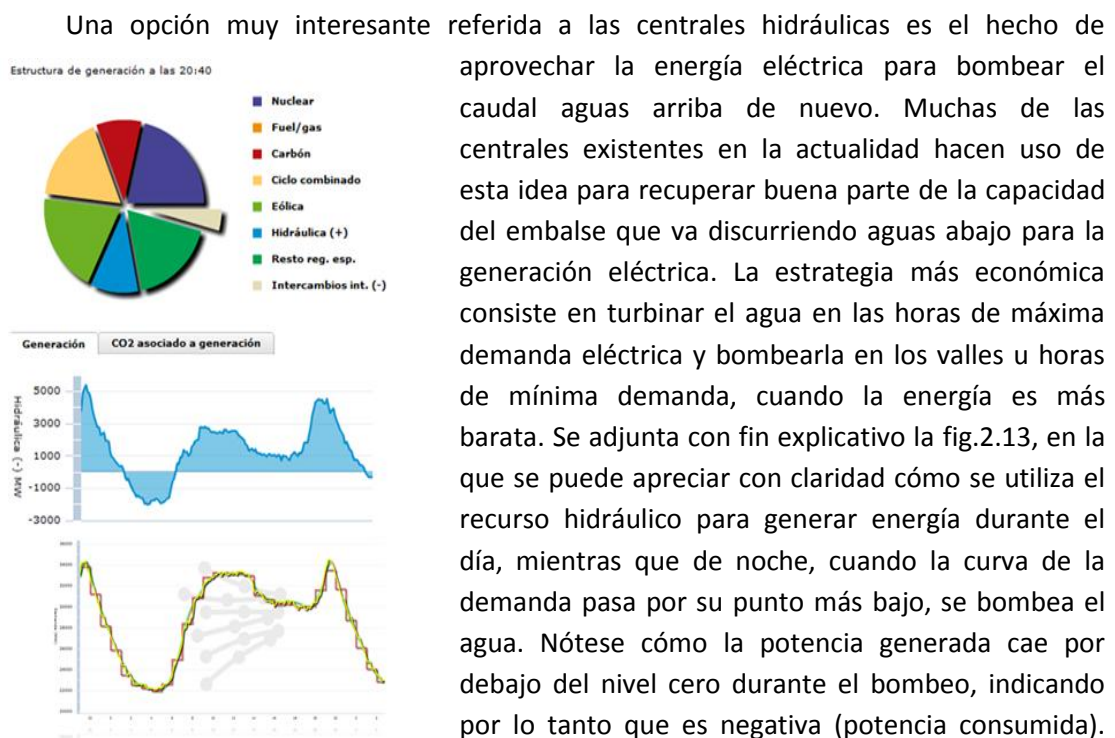


Fig.2.13 Bombeo [3]

La potencia suministrada por las instalaciones hidráulicas para la producción de energía eléctrica puede variar principalmente por dos factores: la altura del salto y el caudal de agua turbinado; en función de la magnitud de uno y otro se utilizan distintos tipos de turbina para obtener el máximo rendimiento posible: turbinas Pelton, Francis y Kaplan (fig.2.14):

- Las turbinas Pelton alcanzan su máximo rendimiento a grandes alturas y pequeños caudales.
- Las turbinas Francis son las más recomendables para alturas y caudales medios.
- Las turbinas Kaplan se adecuan más a una altura de salto pequeña y un caudal elevado.

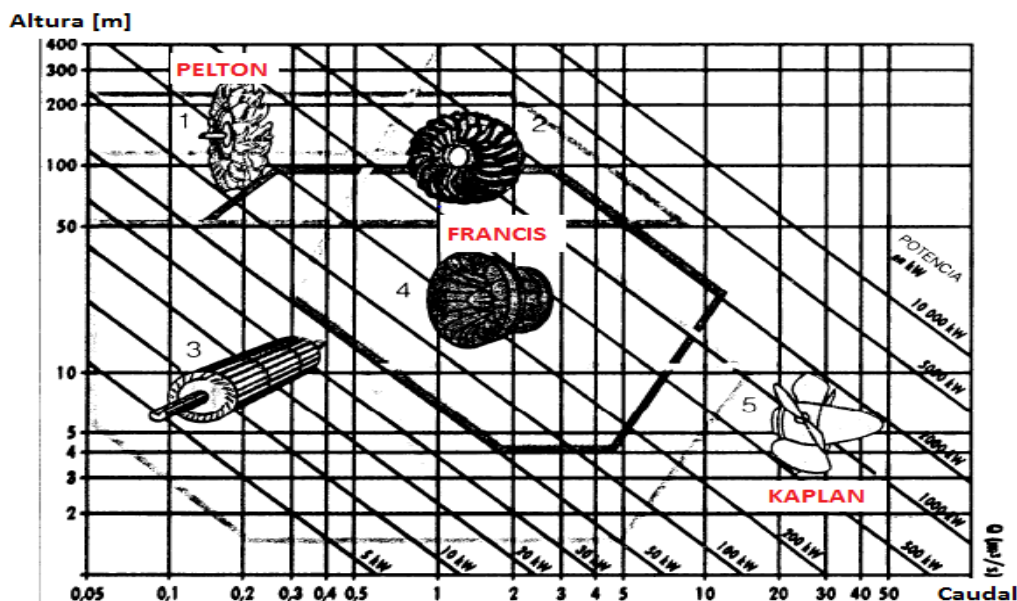


Fig.2.14 Rango de actuación de cada tipo de turbina [14] y [5]

Para finalizar con el estudio de la energía hidráulica se propone la tabla 2.4, en la que se recogen las principales ventajas y desventajas de este recurso:

Ventajas	Desventajas
Despachable	Impacto ecológico
Utilización secundaria en sistemas de riego	Posibles inundaciones por exceso de caudal
Alto rendimiento energético	Alteración de los ecosistemas

Tabla 2.4 Ventajas y desventajas de la energía hidráulica [5]

2.1.6. ENERGÍA SOLAR FOTOVOLTAICA

Se propone el estudio aparte de la energía solar fotovoltaica debido a la ausencia de similitud entre ésta y el objeto general de estudio de este trabajo: energía solar térmica. El único punto común entre ambas formas de energía es la fuente de la que provienen: el Sol. Los procedimientos de recolección de energía solar y transformación en energía eléctrica son completamente distintos. Un análisis más completo del recurso solar se propone en secciones posteriores; en esta sección se ilustra únicamente un detallado análisis de la energía solar fotovoltaica.

El funcionamiento básico consiste en la transformación directa de la energía en forma de luz solar en electricidad, a través del fenómeno físico llamado “efecto fotovoltaico”. Éste tiene lugar en los dispositivos captadores de luz, conocidos como “células solares”. Estas células están constituidas por silicio, un material semiconductor con propiedades muy especiales. Entre ellas se encuentra la capacidad que tienen sus electrones de valencia de ser excitados por la energía que les ceden los fotones de la luz solar, rompiendo de esta manera su enlace con el átomo y ganando, en consecuencia, libertad de movimiento. El hueco dejado por el electrón también es susceptible de desplazarse por el interior del sólido.

La estrategia a seguir es la aplicación de un campo eléctrico externo que provocará la circulación de huecos (asociados a carga positiva) y electrones (negativa) en diferentes direcciones. Este campo eléctrico se consigue mediante la unión de dos semiconductores de conductividades diferentes, que se puede obtener mediante el dopado del silicio por un lado con boro (defecto de electrones de valencia) y por el otro con fósforo (exceso de electrones de valencia). Los cristales de silicio resultantes de cada proceso de dopado son designados como semiconductor de tipo “p” (de positivo) y tipo “n” (negativo), respectivamente. Se puede entender visualmente lo explicado mediante el estudio de la figura 2.15:

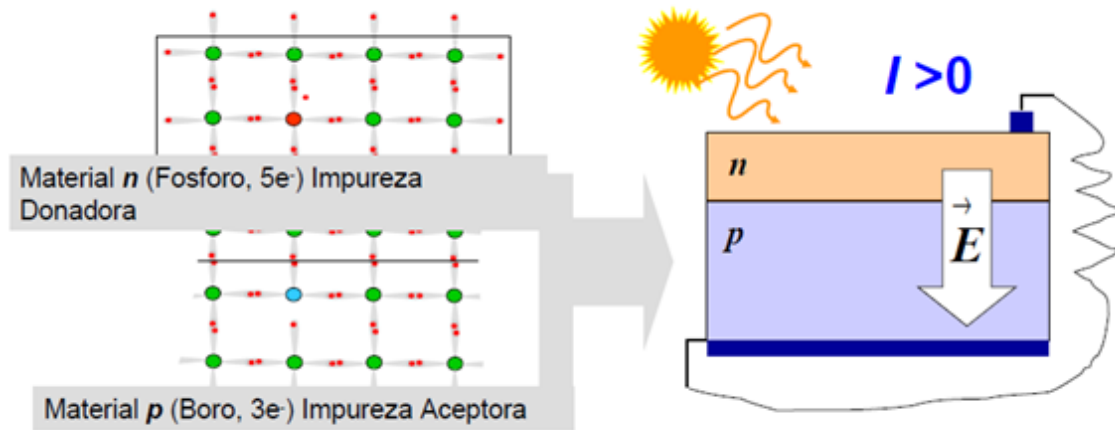


Fig.2.15 Estructura de una célula solar [2]

Este campo eléctrico genera un voltaje que tiene asociada una corriente eléctrica continua.

No obstante, la corriente que cada célula puede generar es muy pequeña y casi despreciable a efectos prácticos. Es mediante la agrupación de ellas, tanto en serie como en paralelo, cuando se forman los paneles fotovoltaicos, con unos valores de voltaje e intensidad nominal mucho más elevados. La combinación de los anteriores tiene como resultado los llamados generadores fotovoltaicos, con un potencial adecuado para ser conectados a red y otras aplicaciones del mismo estilo (ver fig.2.16).

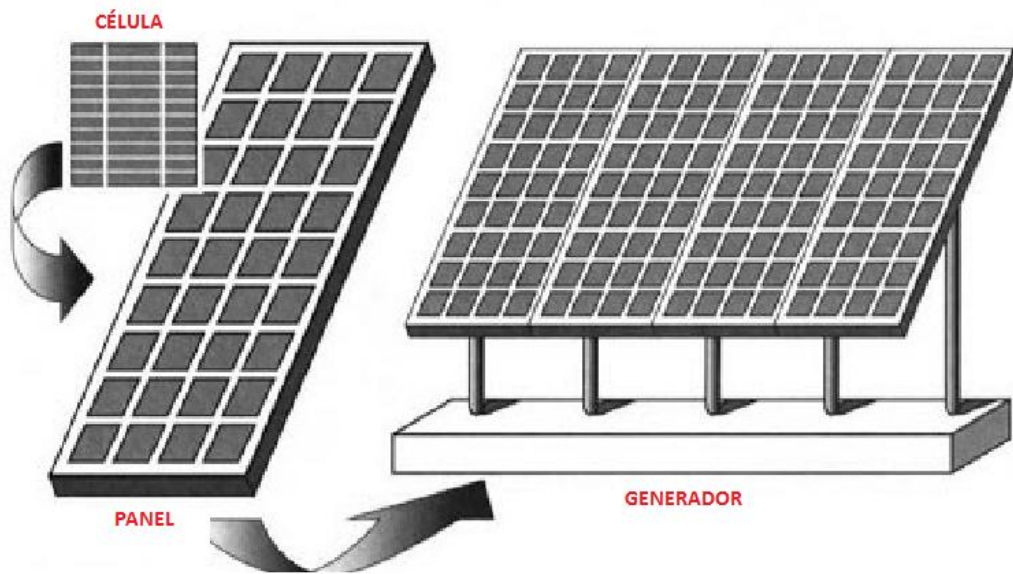


Fig.2.16 Célula, panel y generador fotovoltaicos [2] + [5]

Los paneles fotovoltaicos se caracterizan por tener una curva intensidad-voltaje propia, así como una curva potencia-voltaje, de aspectos similares a las mostradas en la fig.2.17:

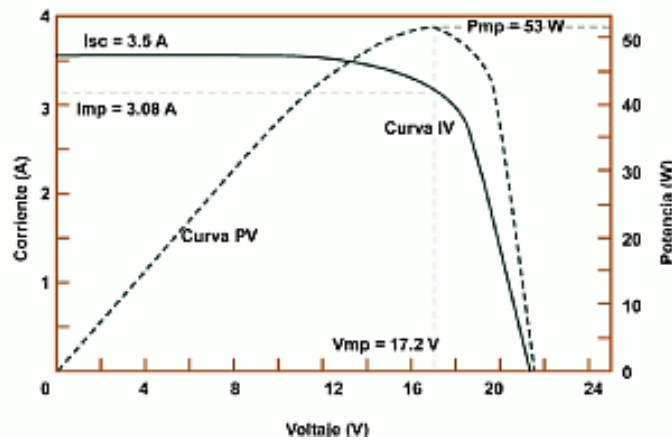


Fig.2.17 Curvas características fotovoltaicas I-V y P-V de un panel cualquiera [2]

La eficiencia de las células depende de la variedad de silicio con el que se fabriquen, que abarca desde silicio amorfo hasta monocristalino, pasando por el policristalino (siendo éste último el de mayor rendimiento, cercano al 20%).

El aumento de este rendimiento pasa por la mejora de los inversores (la electricidad a la salida de la célula tiene una forma de onda continua; serán necesarios, en consecuencia, si se quiere utilizar la electricidad para aplicaciones de corriente alterna) y de los seguidores solares. Con el desarrollo de la tecnología electrónica de los últimos años se han diseñado sofisticados sistemas que permiten a la célula estar siempre recibiendo la máxima cantidad de radiación, aumentando de esta manera el tiempo de funcionamiento útil. Estos seguidores se exponen con un alto grado de detalle en secciones posteriores (apartado 2.3.1).

La energía eléctrica generada a la salida del sistema fotovoltaico puede ser utilizada para multitud de aplicaciones, como integración en red, alimentación de zonas remotas donde otras alternativas no son prácticas (puesto que la red eléctrica no llega a todos lados y es cara de ampliar), sistemas de respaldo en caso de fallo de la red, o, especialmente, en sistemas de generación distribuida. [2]

Las perspectivas de futuro de esta tecnología son bastante halagüeñas. Dos tendencias destacan por encima del resto:

- La primera de ellas, que está experimentando un rápido desarrollo, es el autoconsumo, o lo que es lo mismo, “consumo de energía eléctrica generada localmente sin pasar por las redes de transporte y distribución” [2]. También se lleva a cabo una variante del mismo conocida como “net metering”, que consiste en generar electricidad para consumo propio, y comprar el defecto de energía (o vender el excedente, dependiendo de cada caso), a la red (fig.2.18). Es un sistema aún por implantarse en España, puesto que todavía está por decidir, entre otros muchos aspectos, la tarifa a la cual se liquida esta energía.

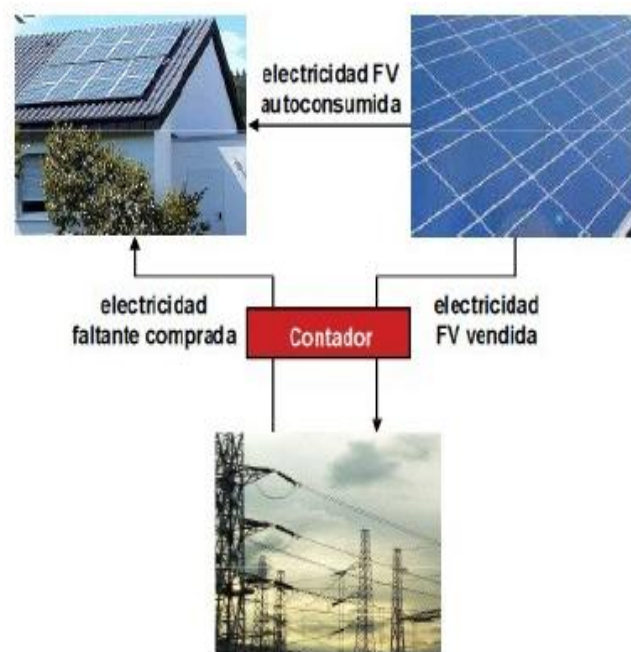


Fig.2.18 Net metering [2]

- La otra tendencia actual del mercado es la integración arquitectónica. Consiste en colocar paneles fotovoltaicos en edificios, tejados, fachadas y cubiertas (fig.2.19). De esta manera se evita el coste de arrendamiento de un terreno única y específicamente utilizado para la instalación de multitud de paneles. Además, esta idea tiene como ventaja principal la generación en el lugar de consumo, lo que evita pérdidas por transporte.



Fig.2.19 Edificio Ecobox, Alcobendas (Madrid) [2]

Actualmente, el recurso fotovoltaico está liderado por la Unión Europea, con casi el 75% de la potencia instalada a nivel mundial, con España situada como tercera potencia europea en lo que a energía solar fotovoltaica se refiere, confirmando lo que ya se podía intuir con la energía eólica: la integración de las renovables en este país es un hecho.

Se finaliza esta sección con el análisis habitual de las ventajas y desventajas más destacadas del recurso:

Ventajas	Desventajas
Modularidad	Difícil de acumular
Ausencia de emisiones de gases invernadero	Alto coste de la fabricación de los sistemas
Instalación simple y mantenimiento reducido	Poco rendimiento obtenido

Tabla 2.5 Ventajas y desventajas de la energía solar fotovoltaica [5]

2.2. EL RECURSO SOLAR

El Sol es una estrella formada por materia gaseosa ionizada (plasma) a altísima temperatura (la temperatura media de la atmósfera solar es de aproximadamente 5760K), alrededor de la cual orbitan todos los cuerpos sistemas del sistema solar. Constituye la mayor fuente de energía de este sistema planetario; como ya se indicó con anterioridad, la mayor parte de los recursos energéticos presentes en el planeta Tierra provienen de manera directa o indirecta del mismo.

El mayor componente del Sol es el hidrógeno. A efectos prácticos, se puede considerar el Sol como un reactor de fusión que actúa de manera continua, convirtiendo el hidrógeno en helio y liberando cantidades ingentes de energía en el proceso. Dicha energía parte de la superficie solar en todas las direcciones, y viajando a la velocidad de la luz, llega en forma de radiación térmica a este planeta.

Partiendo del objeto de estudio de este Trabajo Final de Grado (Centrales Solares Térmicas), surge naturalmente la necesidad de describir la radiación solar en profundidad, y estudiar especialmente cómo sacar el máximo partido a la hora de captarla para posteriores

transformaciones en electricidad. Se propone a continuación el estudio en detalle de conceptos básicos que se utilizarán a lo largo del trabajo.

2.2.1. MOVIMIENTO RELATIVO ENTRE SOL Y TIERRA

Fue Nicolás Copérnico, con su teoría heliocéntrica a mediados del siglo XVI, el que detuvo el Sol y puso la Tierra en movimiento. Hasta entonces se aceptaba en general la teoría geocéntrica, respaldada por Ptolomeo, según la cual todos los cuerpos orbitaban alrededor de la Tierra.

No obstante, en el mundo científico todo depende de dónde se coloque el sistema de coordenadas. Puesto que el objetivo de este estudio es la determinación detallada de la radiación solar que llega al planeta Tierra, se acepta de aquí en adelante la visión ptolemaica: se fija la Tierra en el origen de coordenadas, y se permite que sea el Sol el que se mueva alrededor de la misma. Esta asunción facilitará tanto el contenido desarrollado en el proyecto, como posteriores cálculos que se lleven a cabo.

Visto desde la Tierra, el Sol se desplaza con un periodo diario desde el este (amanecer) hacia oeste (puesta de Sol), mientras que su posición respecto de la Tierra oscila a lo largo del año de norte a sur (fig.2.20).

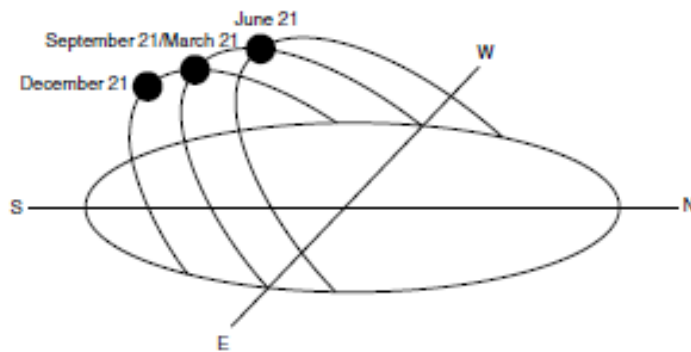


Fig.2.20 *Movimiento relativo entre Sol y Tierra [1]*

Observando esta figura con atención, se alcanzan dos conclusiones:

- Es el análisis del movimiento este-oeste del Sol respecto de la Tierra determina el día y la noche.
- Si se estudia cómo el Sol se desplaza de sur a norte conforme el año avanza, se concluye que oscila entre la posición más meridional (al sur en la figura 20, que se corresponde con el día 21 de diciembre) y la máxima posición septentrional que alcanza (al norte en el eje de la figura, correspondiente al 21 de junio). Es decir, el Sol se desplaza entre estas dos posiciones a lo largo del año, alterando continuamente la distancia entre el mismo y la Tierra. Este movimiento es el que determina las cuatro estaciones.

¿Qué hace especial a los días señalados en la figura 2.20? Desde este punto en adelante, se toma como base una segunda asunción: la referencia para este proyecto es el hemisferio norte. Entonces se define lo siguiente:

Día del año	Fenómeno	Estación	Peculiaridad
21 de diciembre	Solsticio de invierno	Comienza el invierno	Máxima duración de la noche
21 de marzo	Equinoccio de primavera	Comienza la primavera	Igual duración de día y noche
21 de junio	Solsticio de verano	Comienza el verano	Máxima duración del día
21 de septiembre	Equinoccio de otoño	Comienza el otoño	Igual duración de día y noche

Tabla 2.6 Cambios de estación anuales [5]

Lo que hace especiales a estos días es simplemente la posición del Sol respecto de la Tierra: durante los equinoccios, los dos polos de la Tierra se encuentran a la misma distancia del Sol, y por lo tanto reciben la misma cantidad de radiación solar; durante el solsticio de invierno, el Sol se encuentra en la posición más oblicua respecto al hemisferio norte de la Tierra, con lo que la radiación que llega al planeta es menor y las temperaturas bajan; finalmente, como se puede deducir por lo anterior, durante el solsticio de verano el Sol se encuentra en la posición más perpendicular al hemisferio norte; en consecuencia, los rayos solares caerán con un ángulo de mayor incidencia.

Nota: Para hacer todo lo anterior extensible al hemisferio sur, basta con intercambiar primavera por otoño y verano por invierno.

2.2.2. COORDENADAS GEOGRÁFICAS TERRESTRES

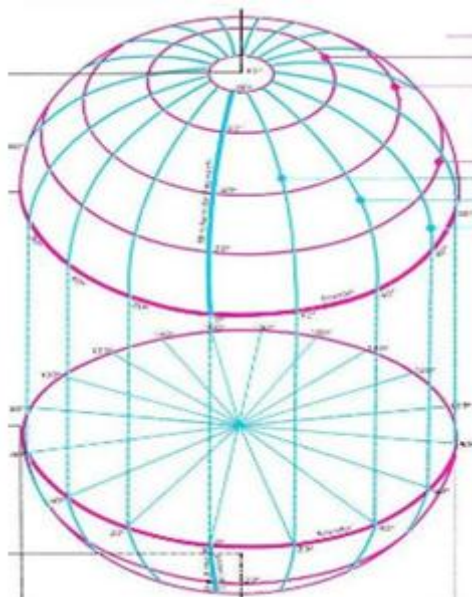


Fig.2.21 Paralelos, meridianos, latitud, longitud [15]

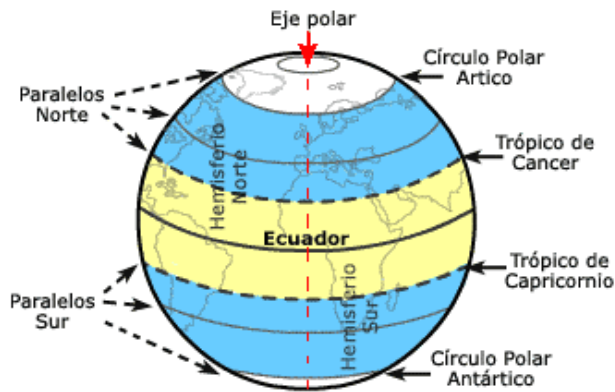
Se procede a continuación a detallar el sistema de coordenadas geográficas utilizado para localizar cualquier punto sobre la superficie terrestre. Para ello se deben definir [9] en primer lugar los conceptos de paralelos ("círculos formados por la intersección de la esfera terrestre con un plano imaginario perpendicular al eje de rotación de la Tierra") y meridianos ("semicírculos máximos de la esfera terrestre que pasan por los polos"). Los observadores situados sobre el mismo meridiano y en el mismo hemisferio ven el mismo tiempo horario (por ejemplo, cuando el Sol se encuentra en lo más alto de su curso es mediodía para todos los observadores bajo ese meridiano).

En relación con los conceptos anteriores surgen las definiciones de longitud y latitud. El primero se mide sobre los paralelos e indica posición relativa a las coordenadas este-oeste; por el contrario el segundo se mide sobre los meridianos e indica posición norte-sur. Se recomienda observar la fig.2.21 para un mejor entendimiento de lo expuesto anteriormente. Además, en dicha figura es posible apreciar lo siguiente:

- Las líneas azules que van de un polo a otros son los meridianos.
- Las líneas moradas que recorren la esfera de izquierda a derecha son los paralelos.
- Sobre las líneas moradas se miden las longitudes (este-oeste).
- Sobre las líneas azules se miden las latitudes (norte-sur).

Finalmente, se destacan a continuación los paralelos y meridianos más conocidos (fig.2.22), utilizados en muchas ocasiones como referencia para situar puntos sobre el mapa cartográfico terrestre. Los cinco paralelos más importantes son, de norte a sur, el círculo polar ártico (66°N); el trópico de Cáncer (23°N); el ecuador (es la referencia, el origen de coordenadas

desde el cual se definen los demás paralelos); el trópico de Capricornio (23°S) y el círculo polar antártico (66°S).



El meridiano referencia, análogo al paralelo que pasa por el ecuador terrestre, se conoce como Meridiano de Greenwich. Es el origen de coordenadas desde el cual se toman las longitudes hacia este y oeste.

Fig.2.22 Paralelos más importantes [15]

2.2.3. ÁNGULOS SOLARES

Para el correcto entendimiento de los parámetros que influyen a la hora de determinar la posición de los colectores de radiación solar, es necesario llevar a cabo previamente un análisis de los varios ángulos que, de un modo u otro, tienen relación con el recurso solar y su incidencia sobre la Tierra. Es sólo a través de su conocimiento como se podrá eventualmente maximizar el rendimiento de la Central Solar Térmica objeto de este estudio, pues es el recurso solar que llega al planeta terrestre el que, a través de transformaciones desarrolladas en secciones posteriores, dará lugar a la generación de electricidad.

DECLINACIÓN SOLAR (δ)

El eje de rotación terrestre, o eje polar, está inclinado un ángulo determinado ($23^{\circ}45'$) con respecto al eje eclíptico, que es perpendicular al plano que contiene los centros del Sol y de la Tierra (plano eclíptico). La declinación solar se define como el ángulo entre la proyección de la línea que une los centros de Sol y Tierra y su proyección sobre el plano ecuatorial (fig.2.23).

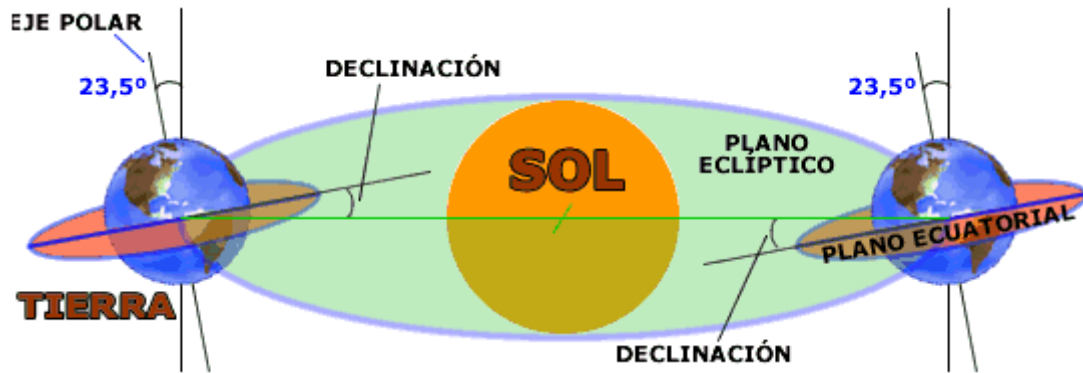


Fig.2.23 Declinación solar (δ) [17]

Éste ángulo no es constante, sino que a medida que la Tierra se desplaza alrededor del Sol, su valor varía entre $[-23^{\circ}45', 23^{\circ}45']$, siendo los valores correspondientes a los equinoccios $\delta=0^{\circ}$; $23^{\circ}45'$ en el solsticio de invierno; y $-23^{\circ}45'$ en el solsticio de verano. El resto del año, este ángulo prosigue un recorrido como el mostrado en la fig.2.24:

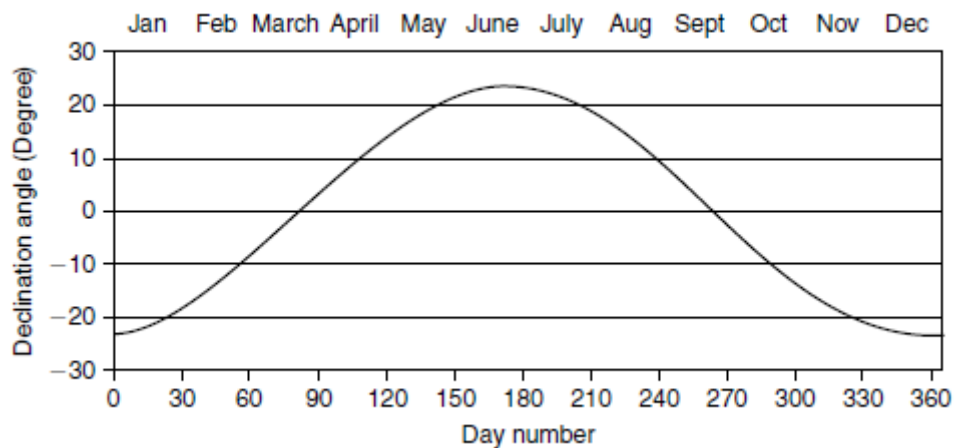


Fig.2.24 Declinación solar durante el año (I) [1]

Es interesante también estudiar la figura 2.25, relacionada también con la declinación solar:

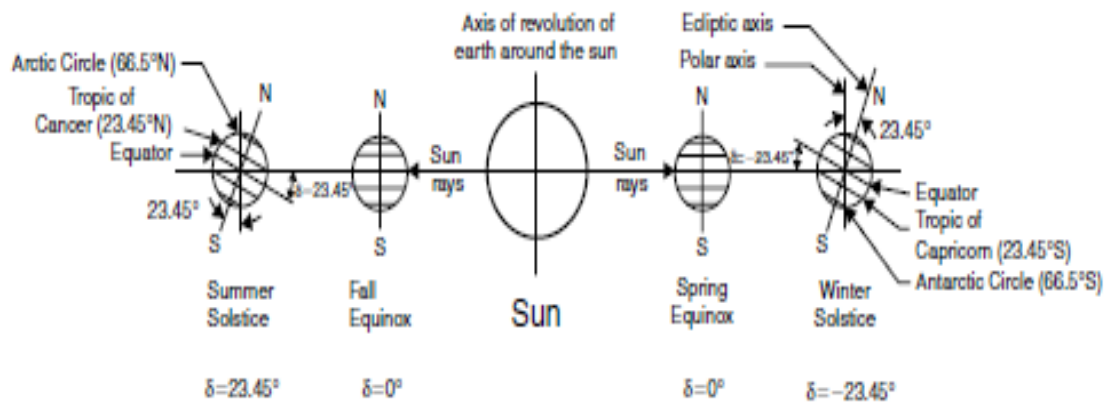


Fig.2.25 Declinación solar durante el año (II) [1]

ÁNGULO HORARIO (h)

El ángulo horario de un punto de la superficie terrestre se define como el ángulo que habría que girar el meridiano en el que se encuentra dicho punto para ponerlo exactamente debajo del Sol (mediodía). Por consecuencia directa de esta definición se deriva que el ángulo horario de un meridiano al mediodía es cero (ver fig.2.26).

ÁNGULO DE ALTITUD SOLAR (α)

Es el ángulo existente entre la dirección de los rayos procedentes del Sol y un plano horizontal. Si se toma un plano vertical en vez de horizontal, se conoce como ángulo zenit (Φ). Por lo tanto se deduce que la suma de α y Φ es noventa grados (ver fig.2.26).

ÁNGULO AZIMUTAL (z)

Se define como el ángulo entre la proyección de los rayos del sol sobre el plano horizontal y el eje sur de coordenadas. Para un mejor entendimiento de este concepto, observar la fig.2.26.

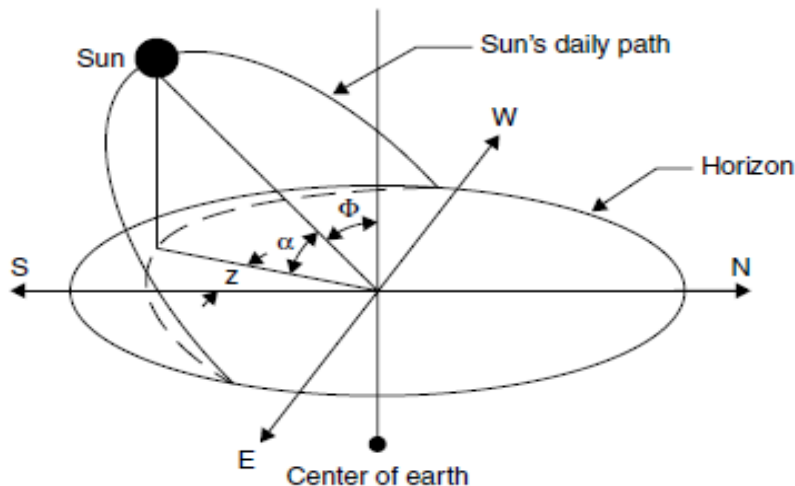


Fig.2.26 Ángulos solares α , Φ y z [1]

ÁNGULO AZIMUTAL DE SUPERFICIE (z_s)

Es el ángulo que se forma entre la proyección de la normal de la superficie colectora sobre el suelo y el eje sur de coordenadas.

ÁNGULO DE INCIDENCIA (ϑ)

Se define como el ángulo entre la dirección de los rayos solares y la normal a una superficie. Si ésta es horizontal, coincide exactamente con el ángulo Φ .

ÁNGULO DE INCLINACIÓN (β)

Es el ángulo con el que se inclina la superficie colectora de la radiación solar con respecto del suelo.

Estos tres últimos ángulos (Z_s , θ , β) se aprecian con claridad en la fig.2.27:

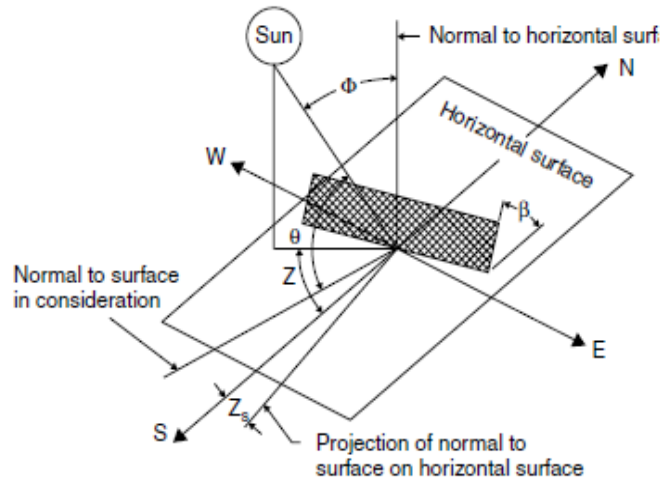


Fig.2.27 Ángulos solares Z_s , θ y β [1]

Nota: no ha de confundirse la normal al plano horizontal (suelo) con la normal al plano que hace las veces de superficie colectora de radiación solar.

2.2.4. RADIACIÓN SOLAR

De acuerdo con [1], “todo cuerpo, ya sea sólido, líquido o gaseoso, cuya temperatura es mayor que el cero absoluto, emite energía en forma de ondas electromagnéticas”. La radiación es, junto a conducción y convección, uno de los tres únicos métodos de intercambio de energía calorífica entre dos cuerpos. A efectos prácticos, la radiación considerada para este proyecto es la térmica, esto es, enteramente dependiente de la temperatura. Además, se restringen aún más las posibles opciones si se tiene en cuenta que la radiación térmica interesante desde el punto de vista de aplicaciones a partir de energía solar es aquella cuya longitud de onda abarca desde los rayos infrarrojos hasta los ultravioleta, pasando por el espectro visible.

Se comienza detallando la definición y propiedades de radiación térmica, puesto que es la forma de radiación asociada a los rayos solares. Según [9]: “Consiste en la energía emitida por un cuerpo debido a su temperatura”.

Cuando un haz de luz portando energía térmica sobre un cuerpo, entran en juego tres propiedades de la radiación muy importantes:

- Reflectividad (ρ): parte de la radiación térmica que es reflejada por el cuerpo de vuelta al espacio.
- Absortividad (α): parte de la radiación térmica que es absorbida por el cuerpo.
- Transmitividad (τ): parte de la radiación térmica que se transmite a través del cuerpo.

Además, por la ley de conservación de la energía, se debe cumplir que:

$$\rho + \alpha + \tau = 1 \quad (\text{Ec. 2.1})$$

Otra de las propiedades importantes relacionadas con el ámbito de la radiación térmica es la emisividad (ε), que se define como la relación entre la energía emitida por el cuerpo de estudio y la emitida por un cuerpo negro. Este último se define como aquel que absorbe toda la energía que incide sobre él y emite lo máximo para cada temperatura dada (y por lo tanto, $\rho = 0$; $\tau = 0$; $\varepsilon = 1$; $\alpha = 1$).

La potencia emitida por unidad de área desde un cuerpo es enteramente dependiente de la temperatura, (elevada a la cuarta potencia), y se cuantifica mediante la ley de Stefan-Boltzmann:

$$E = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad (\text{Ec. 2.2})$$

Otras de las magnitudes asociadas a la medición de radiación solar térmica, en este caso por unidad de superficie, son la irradiancia (G , medida en $[\text{W}/\text{m}^2]$) y la irradiación (H , en $[\text{J}/\text{m}^2]$). La superficie colectora puede recibir la radiación de tres maneras distintas: radiación directa, si el recurso solar incide directamente sobre el colector; radiación difusa, que es la asociada a la radiación solar que se dispersa en la atmósfera pero acaba por incidir sobre la superficie; y la radiación reflejada, ya sea por el suelo, lagos, montañas o cualquier otro tipo de accidente geográfico.

Finalmente, y a modo de ejemplo, se muestra cómo calcular la irradiancia total incidente sobre una superficie horizontal cualquiera:

$$G_{total} = G_{directa} + G_{difusa} + G_{reflejada} \quad (\text{Ec. 2.3})$$

Nota: El mismo procedimiento se sigue para obtener H_{total} .

2.3. PLANTAS SOLARES TÉRMICAS

Las plantas solares térmicas son instalaciones encargadas de transformar el recurso solar incidente sobre la Tierra en energía eléctrica. La misión de todas ellas es la misma: la transferencia de la radiación solar hacia algún tipo de fluido caloportador (normalmente agua) que mediante un ciclo termodinámico convencional (normalmente Rankine), acciona una turbina acoplada a un generador eléctrico.

A lo largo de este apartado se proponen diferentes estructuras aceptadas comercialmente para la producción de electricidad. Se describe en primer lugar la tecnología de los seguidores solares; y se procede después a mostrar las plantas solares térmicas de mayor utilización en la actualidad.

2.3.1. SEGUIDORES SOLARES

Con el objetivo de aumentar el número de horas en las que el receptor solar se encuentra recibiendo radiación procedente del Sol, mediante avances tecnológicos se ha conseguido diseñar dispositivos conocidos como seguidores solares, que llevan a cabo un “tracking” o seguimiento diario del Sol desde que amanece hasta que se pone. Gracias a ellos, es posible que el receptor sea capaz de optimizar la cantidad de radiación recibida a lo largo del día. Además, deben ser capaces de devolver la estructura a la posición inicial al término del día e

identificar la posición óptima en los días nublados. También actúan como elementos de protección, al ser responsables de girar el receptor de manera que se minimicen riesgos por condiciones extremas de viento, sobrecalentamientos o fallos del fluido de trabajo. Para ello hacen uso de sistemas mecánicos, eléctricos y electrónicos, que forman una red de pequeños motores activados por sensores que determinan, en cada situación, la posición óptima del colector.

Los sistemas de seguimiento se clasifican según sus grados de libertad (uno o dos ejes). Son los que se describen a continuación:

2.3.1.a) SEGUIDORES SOLARES DE UN SOLO EJE

Se proponen dentro de esta categoría las dos disposiciones más eficientes desde el punto de vista de la energía solar recibida por el receptor:

- En primer lugar, se encuentra el seguidor de eje polar con seguimiento de este a oeste. Esta disposición, como se puede apreciar en la fig.2.28, consiste en un seguidor alineado a lo largo del eje polar terrestre, capaz de rotar sobre sí mismo para seguir el Sol desde el este hacia el oeste.

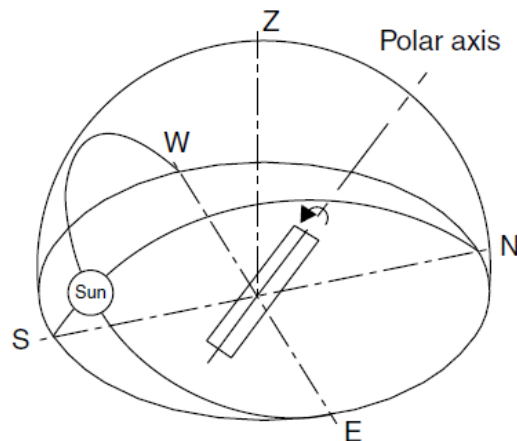


Fig.2.28 Seguidor solar de eje polar y seguimiento este-oeste [1]

- El otro tipo de seguidor de un solo eje más eficiente es el seguidor de eje alineado este-oeste con seguimiento norte-sur. Esta disposición se estudia en la fig.2.29: en este caso el seguidor se alinea a lo largo del eje este-oeste, capaz de rotar sobre sí mismo para seguir el movimiento diario del Sol desde el norte a sur.

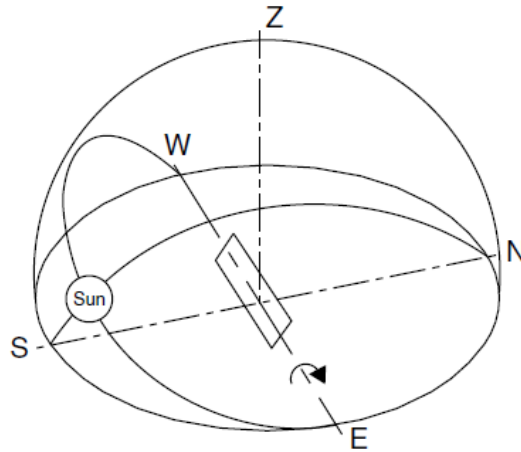


Fig.2.29 Seguidor solar de eje este-oeste y seguimiento norte-sur [1]

2.3.1.b) SEGUIDORES SOLARES DE DOS EJES

También conocido como “full-tracking”, es la tecnología más eficiente puesto que la superficie receptora en cuestión se encuentra continuamente orientada hacia el Sol, de manera que se recoge la máxima cantidad posible de radiación solar a lo largo del día. Por lo tanto, este tipo de dispositivos siguen el movimiento relativo del Sol de este a oeste y de norte a sur (fig.2.30).

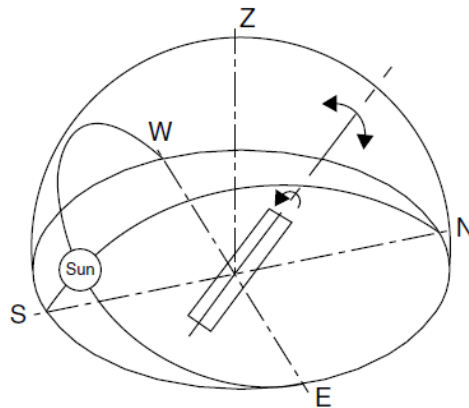


Fig.2.30 Seguidor solar de doble eje [1]

En la fig.2.31 se analiza la comparación entre los tres seguidores expuestos en términos de la irradiancia captada por cada uno (sobre el eje vertical) durante las 24 horas que duran los solsticios y equinoccios (en el eje horizontal). Nótese cómo el sistema de full-tracking es el que más radiación capta y cómo el seguidor de eje este-oeste resulta deficiente en los solsticios.

Además, un sistema full tracking permite concentrar los rayos solares hacia cualquier punto del espacio, como por ejemplo, un receptor situado sobre una torre. Es por ello que es el full tracking la opción empleada en las centrales termosolares análogas a la estudiada en este Trabajo Final de Grado, concretamente en los motores que regulan la orientación de los heliostatos.

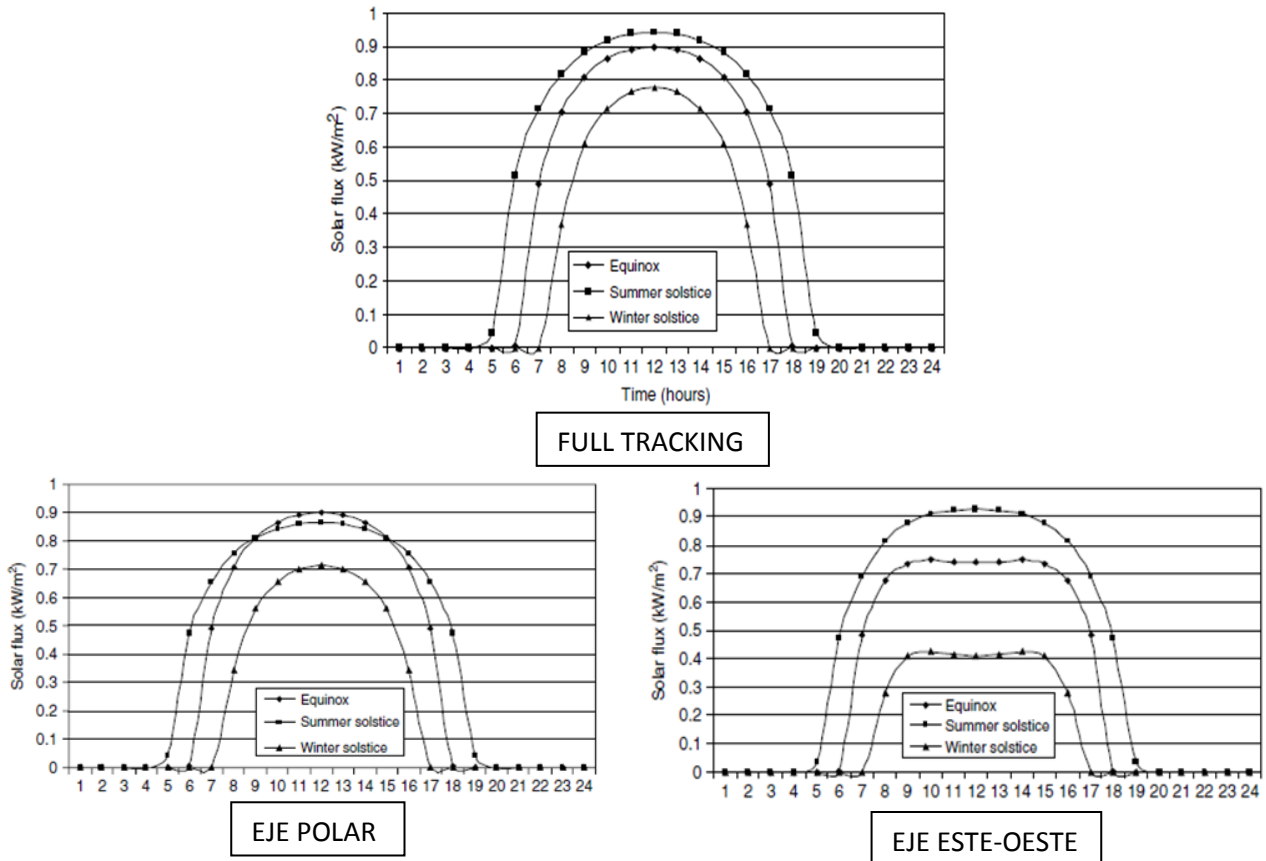


Fig.2.31. Comparación de irradiancia captada por cada seguidor [1] + [5]

2.3.2. PLANTAS SOLARES DE CONCENTRACIÓN

Existen en la actualidad multitud de plantas solares capaces de transferir la radiación solar al fluido de trabajo para que éste sea capaz de realizar el ciclo termodinámico. La variedad es amplísima: incorporación o no de seguidores solares (ya sean de uno o dos ejes), utilización o no de tecnologías de concentración como lentes o espejos, etcétera. Puesto que el presente proyecto evalúa una central con tecnología de concentración y seguimiento de doble eje, se ha decidido exponer dentro de este apartado dos tipos de plantas solares que, aparte de figurar entre las más importantes, guardan cierta similitud en su operación con la de torre central: los concentradores cilindro-parabólicos y los concentradores de disco parabólico.

En los receptores con tecnología de concentración, la energía solar se concentra ópticamente antes de ser transformada en calor, gracias a la ayuda de espejos y lentes. Las principales ventajas [1] de las plantas solares con tecnología de concentración son:

- El fluido de trabajo alcanza mayores temperaturas.
- La eficiencia térmica crece, debido a la menor cantidad de potencia perdida al concentrar la radiación sobre una superficie menor.
- Las plantas solares de concentración llevan asociado un menor desembolso económico que el asociado a otros tipos de tecnologías solares.

Estas características les otorgan cierta ventaja sobre cualquier otro tipo de planta solar del mercado actual; conforme se vaya desarrollando esta tecnología en lo referente a la estructura de los receptores, tratamiento del fluido de trabajo y acumulación, las centrales solares térmicas de concentración serán fuertes y competitivas para entrar de lleno al mercado energético y empezar de esta manera a sustituir a otras centrales térmicas convencionales.

CONCENTRADORES CILINDRO-PARABÓLICOS (CCP)

Este tipo de plantas solares se basan en la fabricación de una estructura de espejos con forma cilindro-parabólica (fig.2.32). Un tubo metálico situado a lo largo de la línea focal de la parábola actúa como receptor; normalmente se pinta de negro y se le da una capa antirreflectante con el objetivo de aumentar la transmitividad. También es frecuente envolver este tubo en cristal para reducir las pérdidas por convección que puedan generarse hacia el exterior.

Mediante un seguidor solar del tipo eje norte-sur y seguimiento este-oeste, la estructura va rotando sobre sí misma para seguir al Sol. Cuando la radiación solar incide sobre la estructura de espejos paralelamente al eje de la parábola (fig.2.33), es reflejada directamente sobre el tubo metálico, por el que circula el fluido de trabajo (aceite en este tipo de centrales). Es así como se produce una transferencia de calor hacia el fluido térmico (normalmente aceite), que aumenta su temperatura hasta unos 400°C, para proseguir con el ciclo termodinámico.



Fig.2.32 Concentradores cilindro parabólicos [17]

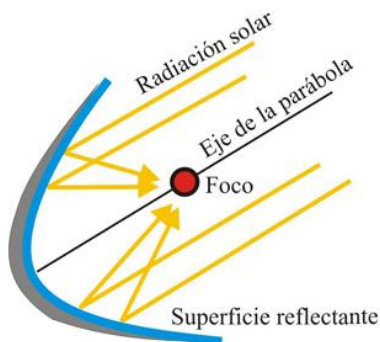


Fig.2.33 Vista lateral [18]

Este tipo de plantas solares son, hasta el momento, las que cuentan con un grado mayor de desarrollo en el campo de la energía solar térmica, en parte gracias a todos los años de experimentación de la planta *Solar One* del sur de California. Es la instalación más grande de este tipo, y concatena nueve plantas solares construidas a lo largo de los años para conseguir una potencia instalada total de más de 350 MW.

Para asegurar el suministro en días nublados o durante la noche, se puede instalar una caldera de gas natural que actúe como respaldo ante la falta de recurso solar, puesto que los CCP no suelen llevar asociados ningún sistema de almacenamiento de la energía que generan.

CONCENTRADORES DE DISCO PARABÓLICO (CDP)

Son muy similares a los CCP respecto al procedimiento de funcionamiento; la principal diferencia está en el diseño de la estructura. Se eliminan los cilindros para dar paso a un disco, también parabólico, que concentra la radiación solar sobre un receptor situado en el punto focal (fig.2.34).

Por su tecnología de seguidores solares de doble eje (full tracking), el disco se encuentra orientado al Sol en cada momento, por lo que su eficiencia es bastante mayor que la de los CCP. Además, los índices de concentración de los CDP son muy superiores a los alcanzables en los CCP, dando lugares a temperaturas cercanas a los 1500°C (más de tres veces la temperatura de un CCP).

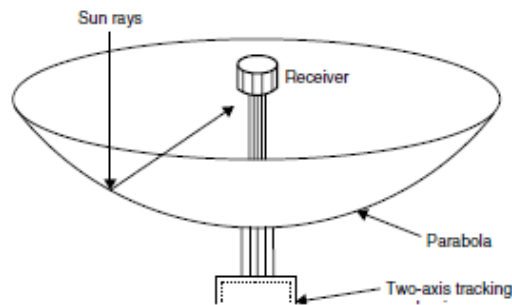


Fig.2.34 Concentrador de disco parabólico [1]

La otra gran diferencia se encuentra en el receptor. En este caso, no hay ningún tubo por el que circule un fluido; en cambio, en el punto focal de la parábola se instala un motor de Stirling, que mediante un ciclo de trabajo muy parecido al de Carnot (entre dos focos, uno frío y otro caliente) que realiza un gas en su interior, genera una potencia mecánica que mueve un alternador y genera electricidad.

Otra de las ventajas de los CDP es su modularidad: debido a la autonomía de este tipo de plantas solares y la alta generación de potencia de cada unidad (hasta 25 kW), pueden funcionar por sí mismas, o agruparse (fig.2.35).

Las posibilidades de crecimiento para el futuro tanto para los CCP como los CDP son muy amplias, y pasan por, entre otras, el desarrollo de espejos de mayor reflectividad, mejora de los sistemas de seguimiento y de limpieza de los espejos, o la incorporación de algún sistema de almacenamiento que evite el uso del gas natural como reserva.



Fig.2.35 Campo de CDP [19]

2.4. CENTRAL SOLAR TÉRMICA DE TORRE CENTRAL

El objeto central del presente Trabajo Final de Grado es el diseño y optimización de una central solar térmica de torre central. Aunque en el siguiente capítulo se muestra un estudio en profundidad de cada uno de los elementos que la componen, se presenta a continuación a modo de introducción el funcionamiento de la instalación:

Para la captura de la radiación solar se utiliza una tecnología de concentración a través de heliostatos, unos espejos ligeramente cóncavos que reflejan los rayos incidentes del Sol sobre el receptor. Los heliostatos están dotados de un sistema de seguimiento de doble eje, por lo que son altamente eficientes a la hora de orientar su posición de manera adecuada para optimizar el rendimiento de la planta.

El receptor, situado en lo alto de una torre, consiste en un tubo cilíndrico que hace las veces de intercambiador de calor. Por su interior circula el fluido colector de la radiación solar (sales fundidas); una vez éstas se bombean hacia la parte superior de la torre, aumentan su temperatura progresivamente gracias a la radiación incidente sobre el receptor, y al pie de la torre se incorporan al tanque de sales calientes. De ahí, pueden proceder a intercambiar calor con el agua, que se evapora para proseguir con el mismo proceso que realizaría a la salida de una caldera si de una central térmica convencional se tratase (ciclo de Rankine).

El elemento distintivo de esta tecnología de aprovechamiento del recurso solar con respecto de cualquier otro es la incorporación de un tanque de almacenamiento de las sales fundidas. Esto implica que, una vez se cuenta con las sales calentadas en el tanque, se dispone de suficiente energía como para evaporar el agua y a la vez contar con un excedente para posterior operación en periodos nublados o nocturnos. Esto viene facilitado por el hecho de que el fluido de trabajo puede almacenarse directamente a alta temperatura.

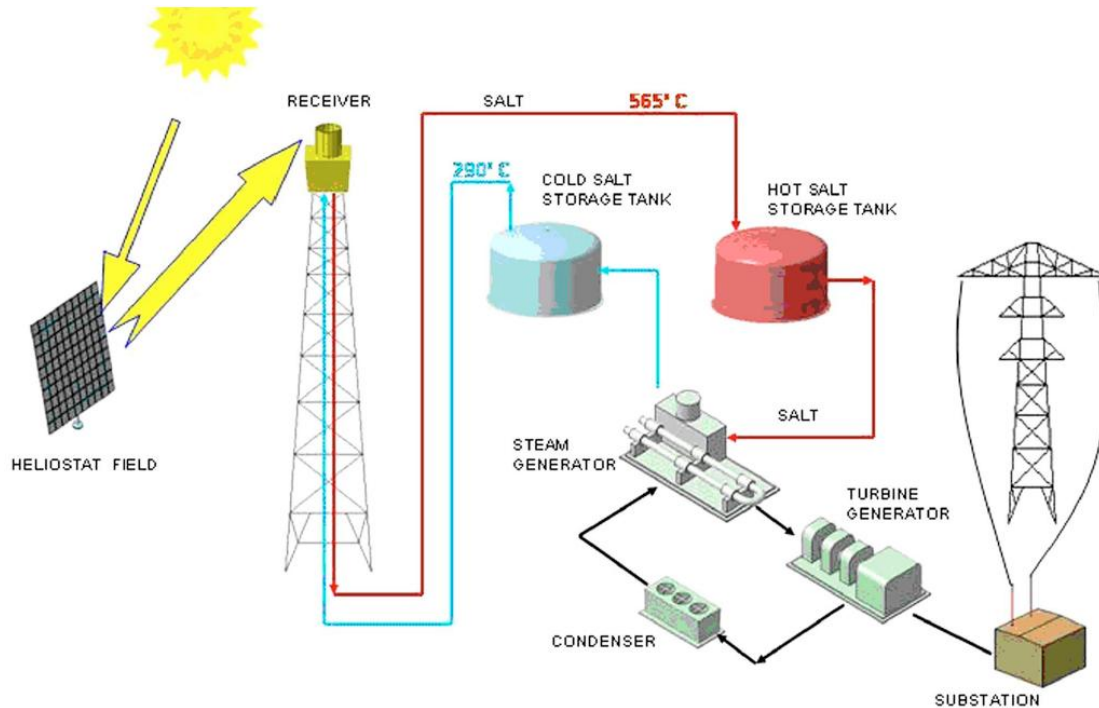


Fig.2.36 Esquema de una CST de torre central [22]

Se procede a continuación a analizar de los principales componentes que conformar este tipo de plantas solares.

HELIOSTATOS

Son los elementos encargados de reflejar la radiación solar hacia el receptor. Están formados a partir de espejos, que si son dotados de una ligera curvatura cóncava, aumentan sus prestaciones a la hora de concentrar grandes cantidades de energía térmica sobre el receptor y producir vapor en el ciclo a altas presiones y temperaturas. Se caracterizan por presentar unos ratios de concentración de la radiación bastante significativos (de 300 a 1500 aumentos).

La configuración económica óptima de un heliostato la conforman cuatro espejos por soporte (fig.2.37), para un total de entre 50 y 150 m² por heliostato; es en el pilar que sostiene el heliostato donde se instala el sistema de seguimiento de full-tracking descrito en secciones anteriores.



Fig.2.37 Detalle de un heliostato [1]

Una CST (Central Solar Térmica) de torre concentrada dispone de un campo de heliostatos que suele contar con varios miles de unidades, dependiendo del nivel de potencia que se desea obtener. Normalmente son el elemento más costoso a la hora de diseñar la central.

TORRE CENTRAL Y RECEPTOR

El campo de heliostatos puede disponerse en diferentes configuraciones con respecto de la posición de la torre central; pueden rodearla por completo (fig.2.38) o localizarse al norte de la misma (fig.2.39). La misión principal de la torre es actuar como pilar para el receptor y situarlo en la parte más alta, facilitando de esta manera la reflexión de la radiación solar sobre el mismo).



Fig.2.38 CST "Solar Tres", Sevilla [9]



Fig.2.39 CST "PS 20", Sevilla [9]

El receptor puede diseñarse atendiendo a distintas geometrías; no obstante, según [1], la geometría óptima del receptor es función de la radiación diaria incidente, coste del material, pérdidas térmicas y diseño del campo de heliostatos. De acuerdo con esto, el diseño que más efectivo ha demostrado ser hasta el momento según lo experimentado con este tipo de CST en California y España es el cilíndrico (fig.2.40).

El receptor se encarga de recibir la energía procedente de los heliostatos y transmitirla eficientemente al fluido caloportador (sales fundidas) que circula por su interior. En posteriores secciones se lleva a cabo un estudio del receptor, y cómo optimizarlo (dimensiones, geometría, altura de la torre) con el objetivo de aumentar el rendimiento del

proceso de transferencia de energía a las sales fundidas.

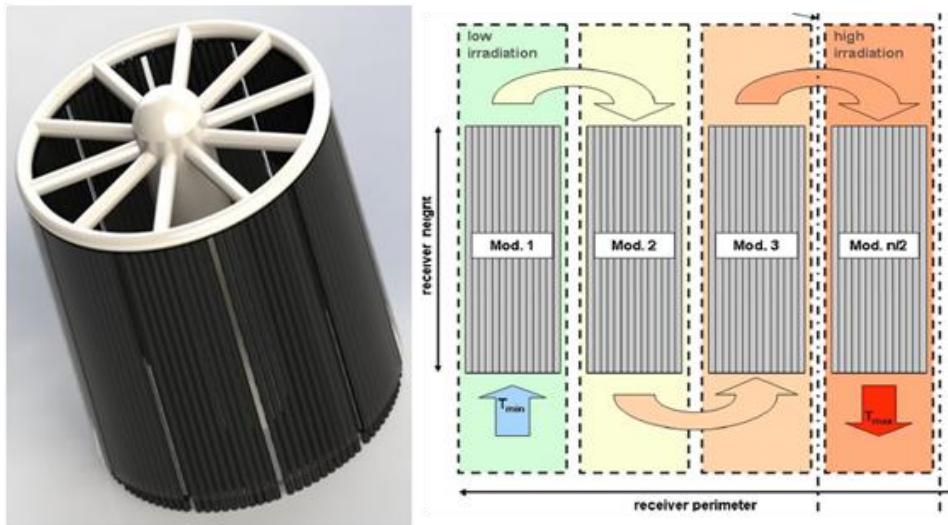


Fig.2.40
Receptor de una CST de torre central [20] y [22]

Es interesante apreciar en la figura 2.40 cómo las paredes laterales del receptor se forman a partir de pequeñas tuberías paralelas por las que circulan para aumentar su temperatura las sales fundidas.

SALES FUNDIDAS Y ALMACENAMIENTO

Este apartado conforma el elemento innovador de este tipo de plantas solares. Tras los pertinentes estudios térmicos de las sales, se opta por ellas como fluido caloportador debido a su excelente capacidad calorífica (en otras palabras, son capaces de almacenar la energía térmica en forma de calor durante muchas horas, o incluso días, para su posterior uso en la generación de electricidad).

Consecuencia directa de lo anterior es naturalmente la idea de almacenamiento energético, que hasta entonces había sido el principal quebradero de cabeza de cualquier central que se precie, debido al carácter poco acumulable de la energía (según se genera ha de ser consumida por otros fluidos de trabajo tales como vapor, gas o aceite). Los dispositivos de almacenamiento más frecuentes son las baterías, que retienen la energía en forma química. No obstante, esta opción es inviable para las ingentes cantidades de energía que genera una central por unidad de tiempo.

Las sales utilizadas son comúnmente nitratos ($60\% \text{NaNO}_3$ y $40\% \text{KNO}_3$); puesto que la sal debe encontrarse en estado líquido para que fluya de manera adecuada por las tuberías, deberá

mantenerse en un rango de temperaturas que garanticen con un margen amplio que se encuentran en el estado correcto. Según el estudio llevado a cabo en [21], la sal cristaliza por debajo de los 225°C y no debe sobrepasar los 625°C; estos son, por lo tanto, los límites inferior y superior de temperaturas factibles. De acuerdo a dicho estudio, se trabajará con la sal en unos márgenes de seguridad adecuados para evitar problemas (265-565°C).

El recorrido que siguen las sales en la CST de torre concentrada es cerrado: si se inicia el circuito desde el tanque de almacenamiento de sales frías, éstas son bombeadas torre arriba hasta el receptor, y a través de la circulación por las tuberías que lo conforman, ven su temperatura continuamente aumentada gracias a la radiación solar concentrada procedente del campo de heliostatos que rodea la torre. Una vez salen del receptor, circulan por otra tubería hacia el pie de la torre, donde entran al tanque de sales calientes. Una vez ahí, se puede optar por la entrada de las sales en un intercambiador de calor por el que circulan el fluido caloportador (las sales fundidas) y el fluido de trabajo (el agua). Éste último adquiere la energía necesaria para evaporarse y accionar la turbina de vapor del ciclo de Rankine.

La otra opción es el almacenamiento de las sales fundidas en el propio tanque durante un periodo más prolongado; de esta manera, en periodos durante los que el recurso solar no está disponible temporalmente (nubes, lluvia, noches), las sales se bombean hacia el intercambiador de calor del punto anterior.

Gracias al uso de sistemas de almacenamiento, este tipo de centrales es capaz de alcanzar factores de capacidad (en otras palabras, horas de funcionamiento al año) de hasta el 75%. Para entender la magnitud de este dato, baste con conocer que una central solar CCP sin respaldo de gas natural sólo alcanza el 25%. Es este parámetro el que hace a las centrales de torre central realmente competitivas, y conforme se hagan más numerosas a nivel mundial y la tecnología se desarrolle aún más, el precio del kWh generado por esta central solar será mucho más bajo que el de las demás.

CICLO TERMODINÁMICO DE VAPOR

Como el resto de centrales eléctricas, las CST de torre concentrada tienen como objetivo la generación de energía en forma de electricidad. Para ello se sirven del ciclo de Rankine, al igual que cualquier otra central térmica convencional, como las de carbón, o incluso las nucleares. A pesar de que la caracterización de los componentes y el diseño del ciclo se proponen en el capítulo 3 de este trabajo, se ofrece en esta página un breve resumen del ciclo de vapor.

El ciclo termodinámico de Rankine utiliza agua como fluido de trabajo. Este análisis se facilita enormemente mediante el empleo del diagrama unifilar y el diagrama T-s como de las figuras 2.41 y 2.42:

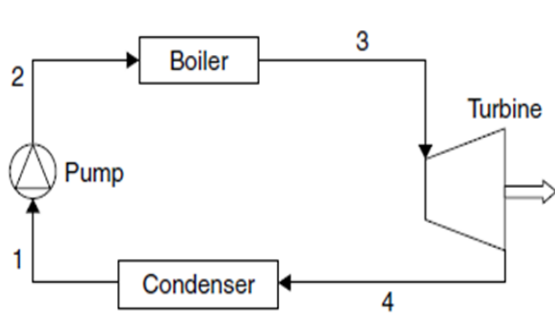


Fig.2.41 Diagrama del ciclo de Rankine [1]

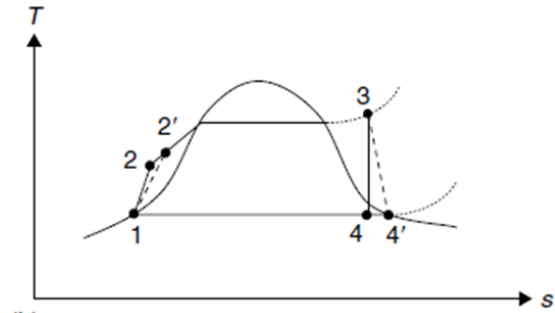


Fig.2.42 Diagrama T-s del ciclo Rankine [1]

Para entender el funcionamiento del ciclo es necesaria la definición de un par de conceptos que se utilizan con frecuencia:

Se dice que el agua está en estado de líquido subenfriado cuando a una presión dada, se encuentra a una temperatura menor que la temperatura correspondiente de evaporación. Se dice que el agua está en estado de vapor sobrecalentado cuando a una presión dada, se encuentra a una temperatura mayor que la temperatura correspondiente de evaporación.

Como se puede observar en las figuras anteriores, este ciclo de potencia está formado básicamente por cuatro componentes:

- La bomba, que eleva la presión del líquido saturado en el punto 1 hasta el punto 2 (líquido subenfriado) mediante una compresión.
- La caldera, que se encarga de aportar la energía necesaria en forma de calor para transformar el agua líquida del punto 2 en vapor sobrecalentado del punto 3. En el caso de una central solar térmica, son las sales fundidas las que actúan como “combustible”, ya que son las encargadas de ceder su energía calorífica al agua para que ésta se transforme en vapor.
- La turbina, encargada de aprovechar la alta presión existente en 3 para generar trabajo mediante la expansión del vapor de agua hasta el punto 4.
- El condensador, que condensa el agua hacia el estado líquido y desecha el exceso de calor no aprovechado para generar trabajo.

Es necesario saber que cada uno de los elementos contará con su respectivo rendimiento isentrópico, asociado a los procesos reales e irreversibles como la compresión y la expansión. Para finalizar, el rendimiento habitual de un ciclo convencional de Rankine ronda el 30%, aunque puede verse aumentado a través de procesos térmicos como el recalentamiento (volver a calentar el vapor al salir de la caldera) y la regeneración (precalentamiento del agua antes de la entrada a la caldera mediante vapor extraído de la turbina).

Para finalizar el capítulo, se indican las ventajas de las centrales solares de torre central con respecto a las CCP, la tecnología más desarrollada a nivel español:

- Mayor eficiencia térmica por sus mayores ratios de concentración de radiación.
- Mayores temperaturas alcanzadas en el receptor.
- Concentración de la radiación en un menor área, que implica menores pérdidas.
- Posibilidad de almacenamiento de energía.
- Despachabilidad (posibilidad de controlar cuánta energía generar).

Aunque el país pionero en el desarrollo de la tecnología de concentración es EEUU, las centrales solares actuales de este tipo de más capacidad a nivel mundial se encuentran en tierras españolas.

La primera central experimental de este tipo comenzó a funcionar en California (1981) bajo el nombre de “Solar One”; fue financiada por el gobierno estadounidense para promover las energías alternativas durante la crisis del petróleo. Se instaló en una zona desértica, ideal para la localización de estas centrales, aunque supone un compromiso a la hora de construir líneas de transporte de gran capacidad hacia los núcleos urbanos.

Años más tarde, y sobre el boceto de la anterior, se inicia el proyecto “Solar Two”, a través de la construcción de un anillo de heliostatos mayor alrededor de la torre central, y añadiendo la tecnología de almacenamiento de energía en sales fundidas. Alcanzó una potencia eléctrica total de 10 MW, pero lo más importante fue la demostración al mundo de la validez de las centrales solares de torre central como alternativa válida y fiable para la generación de electricidad.

Debido al éxito del proyecto experimental californiano, desde 2011 se encuentra operacional en España el proyecto “Solar Tres” o central “Gemasolar” (Sevilla). Financiada por la Comisión Europea, triplica el tamaño de su predecesora para alcanzar los 19.9 MW de potencia.

Con respecto a las centrales térmicas de torre comerciales, es nuevamente España la que cuenta con los dos proyectos más importantes a nivel mundial. Las dos se encuentran situadas una junto a la otra en Sevilla, y se conocen como “PS10” (de 11 MW) y “PS20” (20 MW, la mayor central de este tipo en todo el planeta). Ambas forman parte de un ambicioso macroproyecto en el que, a través de la combinación de centrales solares de todo tipo (CCP, CDP, torre central y paneles fotovoltaicos) pretenden generar los 300 MW que actualmente significaría abastecer la ciudad de Sevilla al completo [23].



Fig.2.43 Centrales PS10 y PS20 en Sevilla [24]

CAPÍTULO 3: CARACTERIZACIÓN Y DISEÑO DEL MODELO DE ESTUDIO

Una vez el lector ha adquirido durante apartados anteriores el conocimiento general necesario de los componentes y parámetros fundamentales relacionados con una central solar térmica de torre concentrada, llega el momento de dar el paso hacia el diseño del modelo cualitativo de estudio. A lo largo de este capítulo se presenta en detalle el marco teórico desde el que se parte para la obtención y optimización de los resultados de capítulos posteriores. En la figura 3.1 se muestra el aspecto general de este tipo de centrales.

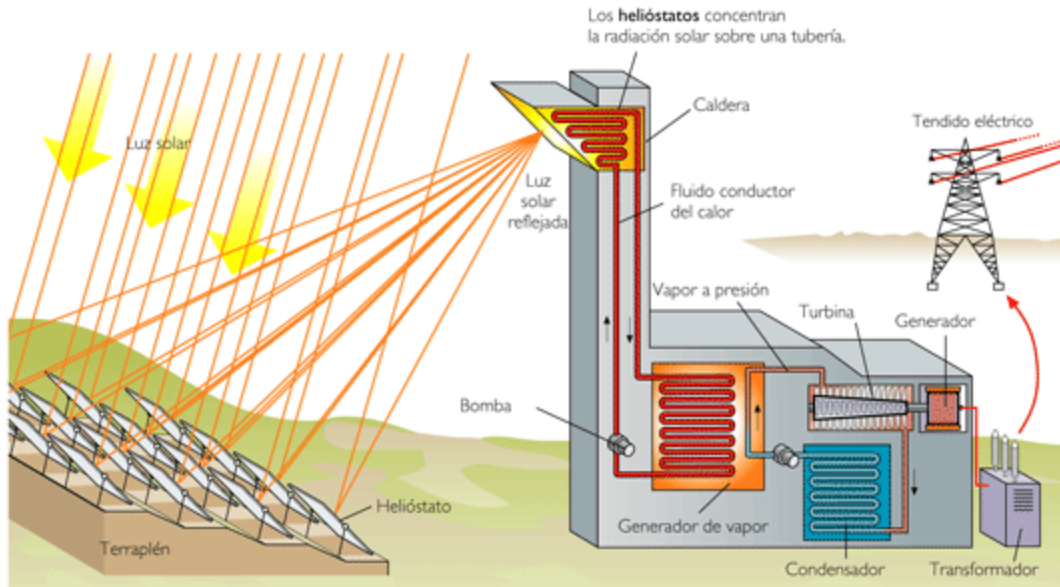


Fig.3.1 Componentes central solar térmica [31]

3.1. CARACTERIZACIÓN Y DISEÑO DEL CICLO DE VAPOR

El ciclo de vapor es el último elemento de la cadena de transformación, encargado de generar la potencia eléctrica deseada. Se presenta durante este apartado una visión general del funcionamiento del mismo; durante el primer subapartado se realiza una descripción detallada de cada uno de los componentes; en el segundo, se analiza el comportamiento termodinámico de éstos; y para finalizar, se explica la metodología de diseño del ciclo.

El funcionamiento del ciclo de vapor o Rankine es muy sencillo. Consiste en un ciclo cerrado por el que circula agua como fluido de trabajo, que por medio de intercambios de calor, bombeos y expansiones en los diferentes componentes, se evapora y condensa alternativamente para generar una potencia eléctrica a la salida.

En primer lugar, el agua en estado líquido aumenta su presión gracias a la bomba; de ahí, y mediante el aporte de calor de las sales fundidas, el líquido se transforma en vapor a alta presión, lo que puede ser utilizado para accionar una turbina que genere trabajo. Finalmente, el exceso de energía no aprovechado en la turbina se rechaza al exterior mediante el condensador.

3.1.1. ELEMENTOS DEL CICLO DE VAPOR Y CALDERA AUXILIAR

El esquema de los componentes del ciclo convencional de Rankine se observa en la fig.3.2:

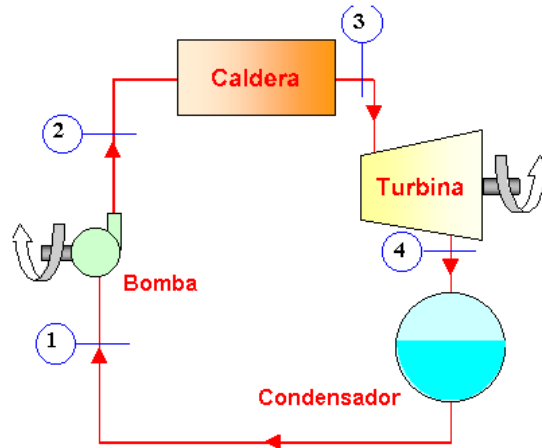


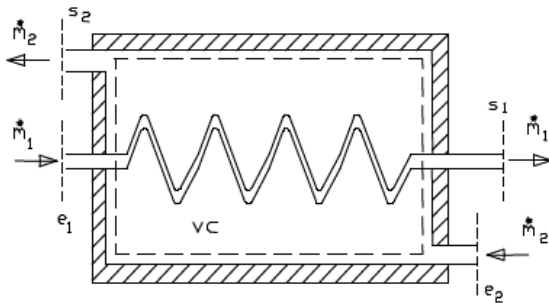
Fig.3.2 Ciclo de Rankine [25]

BOMBA

Es una máquina que sirve para aumentar la presión y desplazar cierto tipo de fluidos líquidos, como el agua. En otras palabras, consume energía externa para dotar al fluido de presión y velocidad. En el ciclo de Rankine, se dispone colocada entre el condensador y la caldera, con el objetivo de elevar la presión del agua desde la presión del condensador a la de la caldera. A la entrada de la bomba se dispone de líquido saturado.

INTERCAMBIADOR DE CALOR Y CALDERA AUXILIAR

La función de ambos componentes es la misma: reciben agua a alta presión a la entrada y, mediante un aporte de calor externo, la transforman a presión constante en vapor. En el caso del intercambiador de calor (fig.3.3), el aporte de energía procede de las sales fundidas que han absorbido la radiación solar a su paso por el receptor de la torre; en el caso de la caldera (fig.3.4), procederá de la combustión de gas natural. Son dos elementos normalmente exclusivos: la caldera auxiliar sólo entra a funcionar cuando la radiación solar ha sido escasa durante un periodo largo de tiempo y en consecuencia la reserva de sales fundidas no es suficiente para dotar de energía al agua.



Un intercambiador de calor como el de esta figura funciona mediante la transmisión de calor entre las dos corrientes que fluyen por su interior.

Fig.3.3 Intercambiador de calor [14]

La figura 3.4 muestra el interior de una caldera convencional de carbón. Es conveniente apreciar cómo se compone de distintas secciones que cumplen diferentes funciones, como el economizador (lleva el líquido subenfriado hasta la temperatura en que empieza el cambio de fase); en el vaporizador se produce la propia transformación líquido-vapor, mientras que en el sobrecalentador se sigue energizando el vapor para llevarlo a la zona de sobrecalentamiento. No se entra en detalles de otras partes como ventiladores, precipitadores y desulfurador.

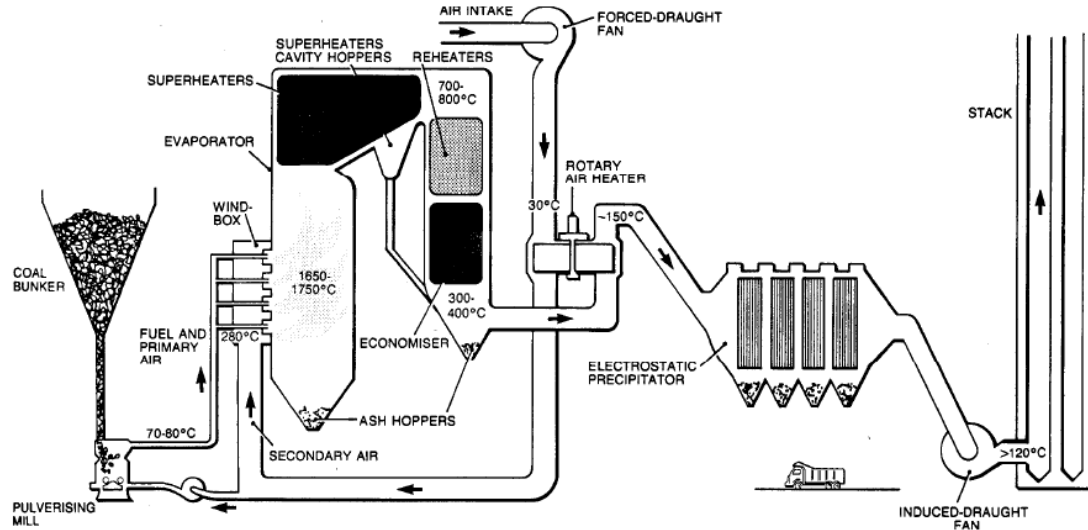


Fig.3.4 Interior de una caldera térmica [14]

Estos elementos juegan un papel clave en lo que al aumento del rendimiento del ciclo de vapor se refiere. Por un lado, se puede llevar a cabo un recalentamiento del vapor, que simplemente consiste en recircular el vapor de nuevo hacia el intercambiador/caldera tras una primera expansión, de tal forma que se vuelve a aumentar la temperatura y es posible una segunda expansión que genere potencia adicional en la turbina. La otra opción es la regeneración, que consiste en precalentar el líquido antes de su entrada al intercambiador/caldera mediante un intercambio de calor entre el mismo y una fracción de vapor extraída de la turbina de vapor antes de darse la completa expansión.

TURBINA

Es una máquina que aprovecha la alta presión del fluido a la entrada para, mediante la expansión del mismo, generar un movimiento rotativo en su eje que puede utilizarse para producir potencia eléctrica o mecánica. El vapor entra a alta presión y temperatura en el interior de la máquina y hace rotar un sistema de coronas de álabes acoplado al eje. Las turbinas constan de una serie de etapas (o escalones) constituidos por unos álabes fijos (que constituyen el estator) y unos álabes móviles (que constituyen el rotor).

En el estator, parte o toda la energía del vapor se convierte en energía cinética. Posteriormente en el rotor la energía cinética del vapor se transforma en energía mecánica de giro del rotor. Es así cómo la elevada energía a la entrada se transforma en un movimiento de rotación en el eje. En el ciclo de Rankine, se coloca entre la salida del generador de vapor y la entrada al condensador.

Es el componente clave que da sentido al ciclo: al expandirse el vapor en la turbina (fig.3.5), se produce un movimiento de rotación en el eje de la misma; si éste se encuentra acoplado al del alternador, conduce a la generación de electricidad trifásica en las bobinas del estator. En una central térmica convencional, se suele alcanzar un voltaje en bornes del generador de aproximadamente unos 25 KV.

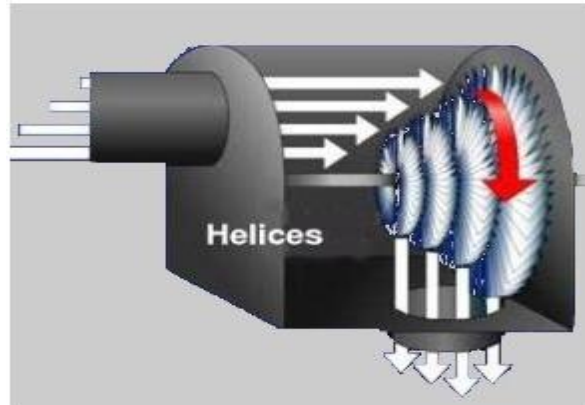


Fig.3.5 Interior de una turbina de vapor [27]

CONDENSADOR

Es de común conocimiento que no existe la máquina perfecta. El rendimiento máximo de un ciclo de potencia viene dado por el de Carnot, y no hay posibilidad de sobrepasar este límite superior trabajando a igualdad de temperatura máxima y mínima del ciclo. Como afirma el segundo principio de la termodinámica, “es imposible convertir toda la energía calorífica en energía mecánica”. Es por ello que existe un exceso de energía en forma de calor generado en la caldera que la turbina no ha sido capaz de aprovechar para producir trabajo mecánico útil. La función del condensador es evacuar esta energía hacia el exterior del ciclo, para que así se pueda continuar con el mismo. Consiste en un intercambiador de calor en el que se condensa el fluido de trabajo en agua de alta calidad para su nueva circulación en el ciclo.

Existen distintas configuraciones para llevar a cabo esta evacuación de calor. Puede tratarse de un circuito abierto (fig.3.6), en el que se produce un intercambio de calor con mezcla entre el fluido de trabajo y algún río o lago de las inmediaciones de la central (siempre cumpliendo con las reglamentaciones medioambientales de aumento máximo de la temperatura); además, el condensador también puede funcionar según un circuito cerrado (fig.3.7) si la configuración no implica una mezcla entre ambos, sino que se utilizan torres de refrigeración, que son elementos que disipan el calor eliminado por el condensador a través de un intercambio de calor con el aire. En las torres de refrigeración se utiliza agua como fluido de trabajo, y se hace recircular el mismo en un circuito independiente del circuito del fluido del ciclo de Rankine.

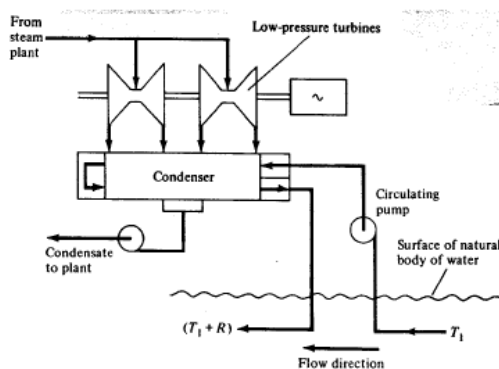


Fig.3.6 Circuito abierto [14]

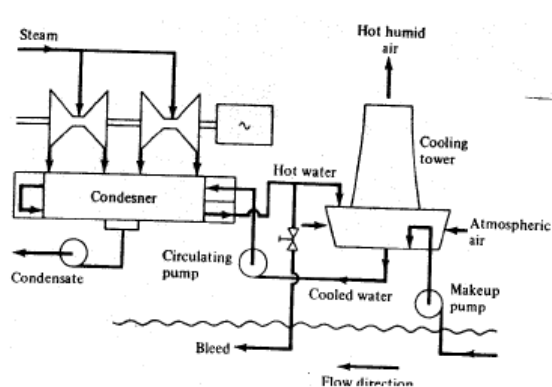


Fig.3.7 Circuito cerrado [14]

3.1.2. CARACTERIZACIÓN TERMODINÁMICA DE LOS ELEMENTOS DEL CICLO Y LA CALDERA AUXILIAR

En esta sección se propone el análisis termodinámico de cada uno de los elementos que forma el ciclo de Rankine. Las ecuaciones se derivan de los balances de masa, energía y entropía del apéndice A. La nomenclatura está acorde a la figura 3.9.

BOMBA

Balance de masa:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m} \quad (\text{Ec. 3.1})$$

Balance de energía:

$$\dot{W}_b = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (\text{Ec. 3.2})$$

Balance de entropía:

$$\dot{\sigma} = \dot{m} \cdot (s_2 - s_1) \quad (\text{Ec. 3.3})$$

Rendimiento isentrópico:

$$\eta_b = \frac{\dot{W}_{rev}}{\dot{W}_{irr}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (\text{Ec. 3.4})$$

TURBINA

Balance de masa:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m} \quad (\text{Ec. 3.7})$$

Balance de energía:

$$\dot{W}_t = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4) \quad (\text{Ec. 3.6})$$

Balance de entropía:

$$\dot{\sigma} = \dot{m} \cdot (s_3 - s_4) \quad (\text{Ec. 3.7})$$

Rendimiento isentrópico:

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_{irr}}{\dot{W}_{rev}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (\text{Ec. 3.8})$$

INTERCAMBIADOR DE CALOR

Pueden ser de dos tipos: abiertos (con mezcla) o cerrados (sin mezcla); por ser estos últimos los utilizados en el ciclo a dimensionar, es para los que se muestra el análisis.

Balance de masa: el gasto másico que entra equivale al que sale en cada tubo.

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m} \quad (\text{Ec. 3.9})$$

Balance de energía:

$$\dot{Q}_{int} = \dot{m}_{caliente} \cdot (h_{2c} - h_{3c}) = \dot{m}_{fría} \cdot (h_{3f} - h_{2f}) \quad (\text{Ec. 3.10})$$

Balance de entropía:

$$\dot{\sigma} = \dot{m}_{caliente} \cdot (h_{3c} - h_{2c}) + \dot{m}_{fría} \cdot (h_{3f} - h_{2f}) \quad (\text{Ec. 3.11})$$

CALDERA AUXILIAR

Balance de energía:

$$\dot{Q}_{cald} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) \quad (\text{Ec. 3.12})$$

Rendimiento:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{cald}}{\dot{m}_{comb} \cdot PC} \quad (\text{Ec. 3.13})$$

CONDENSADOR

Balance de energía:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} \cdot (h_4 - h_1) \quad (\text{Ec. 3.14})$$

Finalmente, el rendimiento global del ciclo de vapor se calcula como:

$$\eta_{total} = \dot{w}_{neto} / \dot{q}_{cald} = (\dot{w}_t - \dot{w}_b) / \dot{q}_{cald} \quad (\text{Ec. 3.15})$$

Que puede manipularse para despejar la potencia térmica necesaria (\dot{q}_{cald}) para generar la potencia de salida deseada (\dot{w}_{neto}).

3.1.3. METODOLOGÍA DE DISEÑO DEL CICLO DE VAPOR Y LA CALDERA AUXILIAR

Por lo general, a la hora de diseñar un ciclo de vapor se suponen conocidos los valores de la presión en el condensador, en la caldera, y la temperatura máxima del ciclo. Además, se ofrecen los valores de los rendimientos isentrópicos de bomba y turbina. Habitualmente se pide hallar el trabajo específico neto del ciclo, la potencia calorífica aportada por las sales en el intercambiador de calor y la rechazada en el condensador; y finalmente, el rendimiento global de la instalación. Se supone por simplicidad que las sales fundidas son capaces de suministrar suficiente energía al agua como para hacer que la caldera auxiliar sea innecesaria.

A continuación se muestra el procedimiento a continuar para el correcto diseño del ciclo de vapor. Se suponen conocidos los siguientes parámetros:

Parámetro	Nomenclatura
Presión en el condensador	p_{cond}
Presión en la caldera	p_{cald}
Temperatura máxima	T_{max}
η bomba	η_b
η turbina	η_t

Tabla 3.1 Parámetros del ciclo Rankine

El procedimiento va a consistir en obtener mediante cálculos y el uso del diagrama T-s del agua, o tablas, la entalpía en cada punto del ciclo, para después utilizarlos en las diferentes ecuaciones que proporcionan los parámetros pedidos en el enunciado estándar.

El primer paso es determinar el esquema de la instalación, que será de tipo Rankine simple:

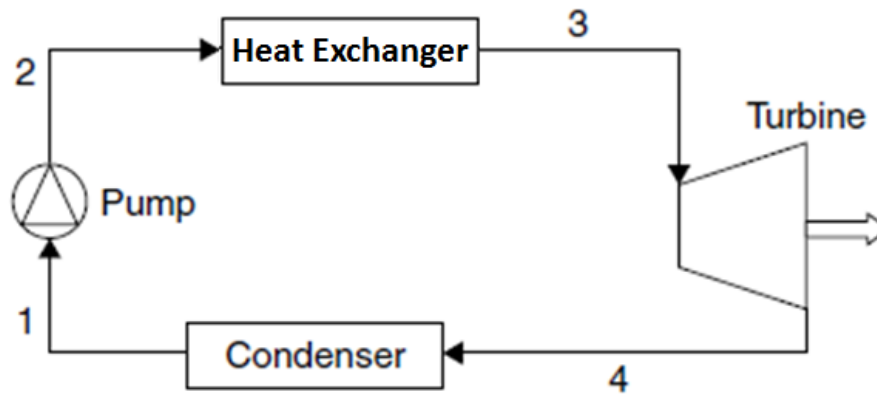


Fig.3.8 Esquema del ciclo Rankine [25]

A la entrada a la bomba se dispone de líquido saturado a p_{cond} ; si se busca el punto que cumple lo anterior en el diagrama se obtiene h_1 . Para calcular el valor de h_{2s} es recomendable utilizar la ecuación Ec.A.6 del apéndice A antes que buscar el punto en el diagrama, puesto que no es fácil de localizar. Tras los pertinentes cálculos, se obtiene un valor que, sin embargo, se ha calculado sin tener en cuenta el rendimiento isentrópico de la bomba (η_b). Aplicando la Ec.3.4 es sencillo hallar h_2 .

El cálculo prosigue con la entrada del líquido al intercambiador de calor. Puesto que se conocen la presión (p_{cald}) y temperatura (T_{max}) a la salida del mismo, es fácil obtener del diagrama el valor para h_3 . El cálculo de h_{4s} es trivial: simplemente se baja isentrópicamente desde el punto 3 hasta la presión del condensador. De nuevo, hace falta tener en cuenta el rendimiento isentrópico de la turbina (η_t), que según la Ec.3.8 proporciona el valor para h_4 .

Una vez se han hallado todos los valores entálpicos de los puntos del ciclo, a través de las ecuaciones anteriormente expuestas son inmediatos los cálculos para obtener resultados pedidos en el enunciado:

$$w_b = h_2 - h_1 ; \quad w_t = h_3 - h_4 ; \quad q_{cald} = h_3 - h_2 ; \quad q_{cond} = h_4 - h_1 ;$$

Donde todas las magnitudes anteriores se expresan por unidad de masa de agua del ciclo.

Y para terminar, se calcula el rendimiento global del ciclo con la Ec. 3.15:

$$\eta_t = \frac{w_{neto}}{q_{cald}} = \frac{w_t - w_b}{q_{cald}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2}$$

El desarrollo del ciclo sobre el diagrama T-s se muestra en la siguiente figura:

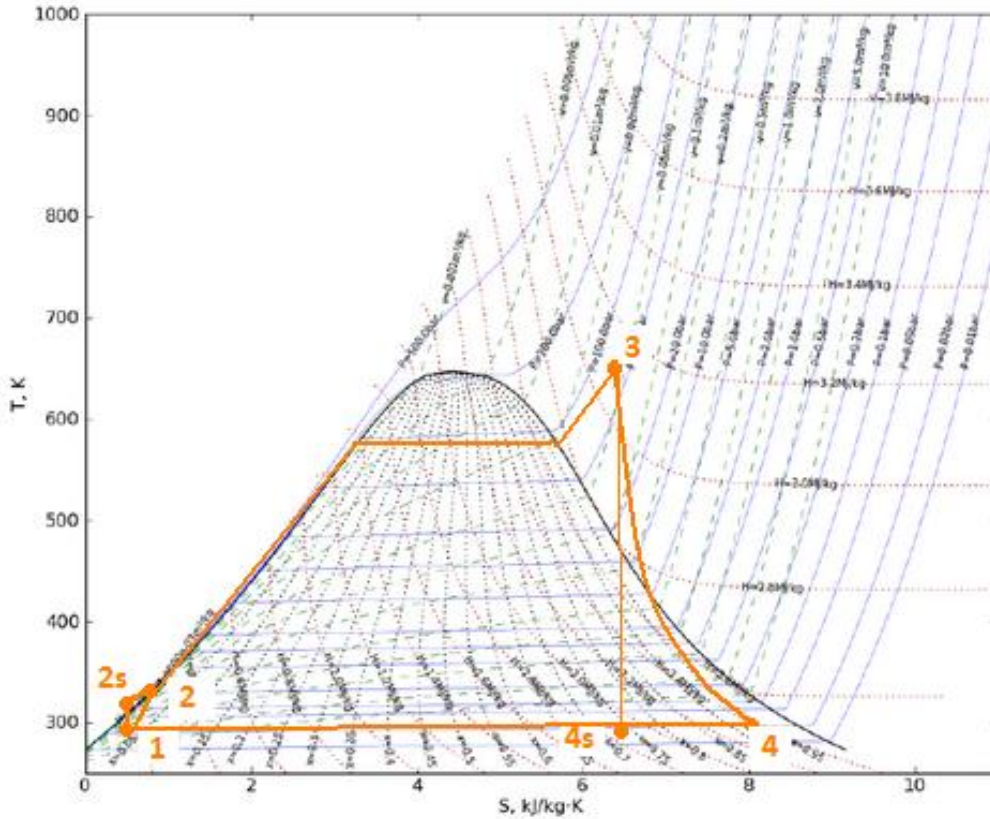


Fig.3.9 Resolución sobre el diagrama T-s [26] + [5]

3.2. CARACTERIZACIÓN Y DISEÑO DEL RECEPTOR

El receptor de una central solar térmica debe ser diseñado con el objetivo de interceptar, absorber y convertir de manera eficiente la energía solar reflejada por los heliostatos en energía térmica. El diseño debe tener también en cuenta las posibles pérdidas (tanto térmicas como de carga).

La temperatura juega un papel fundamental: mientras que la eficiencia del ciclo aumenta con la misma, también lo hacen las pérdidas (especialmente las asociadas a radiación, que son proporcionales a la cuarta potencia de la temperatura); además, es necesario prevenir posibles fisuras estructurales en los materiales por temperaturas excesivas.

3.2.1. ELEMENTOS DEL RECEPTOR

El elemento más pequeño que se puede encontrar en el receptor central son los tubos por donde circulan las sales fundidas. Deben ser capaces de soportar tanto las altas temperaturas como la corrosión provocada por el fluido interior; con este objetivo se elige como material de

fabricación aleaciones metálicas (por ejemplo en el proyecto *Solar One*, en California, se eligió *Alloy 800*, por su robustez y gran resistencia a la oxidación; además, se les aplicó una capa pintura negra *Pyromark*®, para garantizar resistencia a las altas temperaturas a la par que un factor de absorción elevado [33]).

Los tubos se encuentran soldados tanto en su extremo superior como en el inferior a otros tubos de mayor diámetro conocidos como colectores, colocados paralelos al suelo, y encargados de introducir en el receptor el caudal de sal procedente del depósito de almacenamiento y distribuirlo uniformemente entre los tubos.

El siguiente elemento principal son los paneles. Cada uno se encuentra formado por un número determinado de los tubos anteriores, acotados entre el colector superior e inferior correspondiente; se encargan de definir la forma cilíndrica del receptor, así como de mantener los tubos firmemente unidos sobre el mismo. Todos los tubos asociados a un mismo panel circulan la sal en el mismo sentido, y se comunican con los tubos del panel contiguo través del colector: cuando la sal llega al final de un tubo, se introduce en el sector del colector asociado al panel, que la dirige al panel contiguo, donde circula en sentido contrario. En la figura 3.10 se aprecia con claridad la geometría descrita con anterioridad:

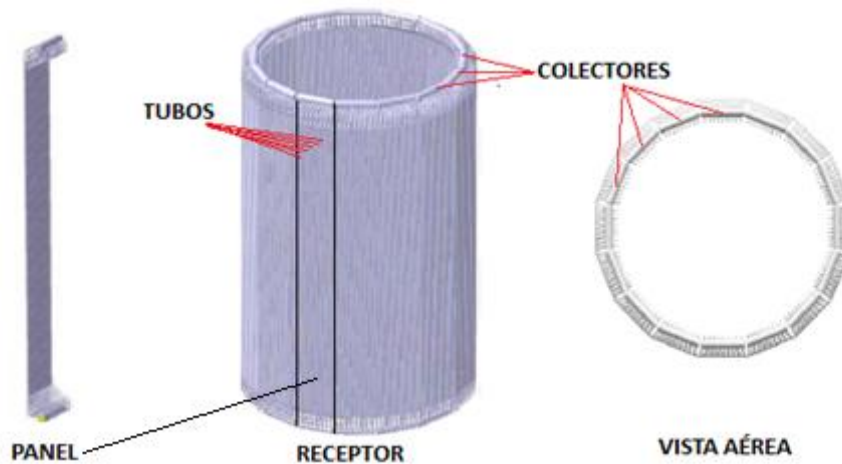


Fig.3.10 Elementos del receptor [34] + [5]

Al entrar en el colector, el caudal de sal se divide en dos direcciones que recorren el receptor de manera independiente (fig.3.11). La entrada de la sal se realiza por el lado norte de la torre por razones de monitorización de temperatura: es importante controlar eficazmente la temperatura en los tubos para que no sobrepase la máxima aceptable; como la radiación solar llega desde el sur, la entrada de la sal al receptor vendrá calentada por los heliostatos del norte. Puesto que la sal a la entrada tiene una temperatura mucho menor que a la salida, no se corre el riesgo de que un exceso de radiación solar eleve su temperatura por encima del límite máximo.

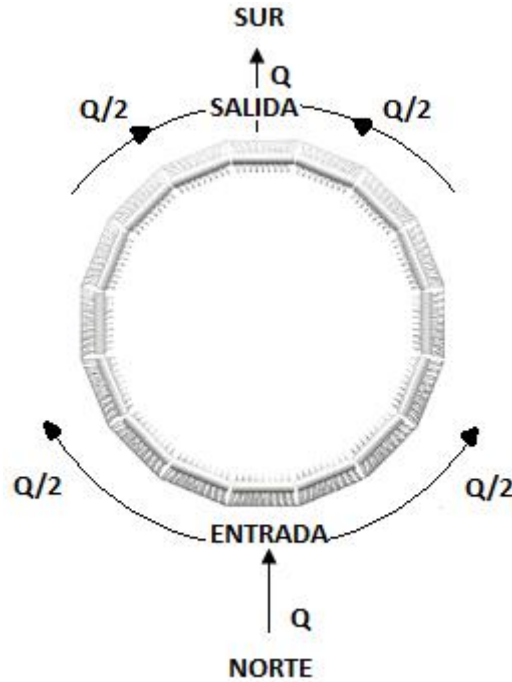


Fig.3.11 Distribución caudal de sal en el receptor [5]

Se muestra finalmente en la figura 3.12 una representación de un panel cualquiera, así como las dimensiones principales a tener en cuenta y las direcciones del caudal de sal:

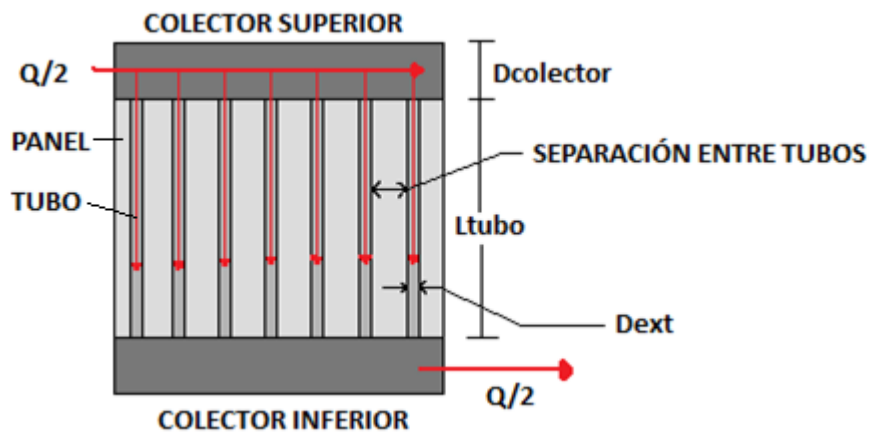


Fig.3.12 Vista frontal del colector [5]

Se observa de manera clara cómo el caudal entra por el colector superior y a través de los tubos llega hasta el colector inferior, que está comunicado con el equivalente del panel contiguo, por cuyos tubos el caudal ascendería hacia el colector superior correspondiente, y así sucesivamente. Mientras la sal realiza este circuito, va recibiendo la radiación térmica desde el campo de heliostatos, y su temperatura va aumentando gradualmente.

3.2.2. DISEÑO DEL RECEPTOR

El diseño del receptor debe realizarse para soportar el máximo nivel de radiación incidente sobre el mismo, puesto que un mal dimensionamiento puede conducir a desgastes y fatigas prematuras de los elementos que lo conforman. A lo largo de este apartado se muestra el *proceso iterativo* que se ha seguido en este trabajo para realizar el dimensionamiento: se parte de una serie de datos conocidos, y tras una serie de sencillos pasos, se obtiene el diámetro del receptor: fijando un valor inicial para la velocidad de la sal en los tubos, se llega a un resultado para dicho diámetro. Si este es superior a 10 metros, se aumenta dicha velocidad paulatinamente hasta que se satisface la anterior condición, que tiene su razón fundamental en la dificultad para transportar materiales de longitudes superiores a la establecida. El proceso es el siguiente:

1) Elección de la geometría básica de los tubos

Basándose en el esquema del receptor mostrado en la fig.3.12, es necesario fijar unos valores concretos para la separación entre tubos, la longitud y el diámetro interno y externo de cada uno.

2) Velocidad de la sal en los tubos

Se debe alcanzar un compromiso entre un valor que permita grandes caudales másicos, y unas pérdidas de carga suficientemente reducidas por rozamiento de la sal contra las paredes de los tubos.

3) Número de tubos por panel

La expresión que muestra el resultado de este parámetro es:

$$n_{\text{tubos}} = \frac{\dot{m}_{\text{max}} / 2}{\dot{m}_{\text{tubo}}} \quad (\text{Ec.3.16})$$

Donde \dot{m}_{tubo} es el caudal másico que circula por cada tubo:

$$\dot{m}_{\text{tubo}} = \rho_{\text{sal}} \cdot v_{\text{sal}} \cdot (\pi \cdot d_{\text{int}}^2 / 4) \quad (\text{Ec.3.17})$$

Siendo ρ_{sal} la densidad de la sal, v_{sal} su velocidad al paso por los tubos y d_{int} el diámetro interior de los mismos. Además, \dot{m}_{max} es el caudal másico máximo a la entrada del receptor (que se divide entre dos por las razones expuestas en la figura 3.11), diseñado de manera que se pueda aprovechar el nivel máximo de radiación sobre el receptor sin sobrepasar la temperatura máxima de la sal ni dañar los materiales:

$$\dot{m}_{\text{max}} = P_{\text{max receptor}} / (c_{p \text{ sal}} \cdot \Delta T_{\text{sal}}) \quad (\text{Ec.3.18})$$

Donde $c_{p \text{ sal}}$ representa el calor específico de la sal y ΔT_{sal} la variación de temperatura de la misma entre la entrada y la salida del receptor. La potencia máxima sobre el receptor se calcula mediante una simple regla de tres entre la potencia máxima y media de un día representativo en el emplazamiento elegido, y la máxima y media en el receptor (ésta última dependerá del nivel de potencia para el que se diseñe el ciclo de vapor):

$$P_{m\acute{a}x\ receptor} = P_{media\ recep\ tor} \cdot (P_{m\acute{a}x\ d\acute{a}a}/P_{media\ d\acute{a}a}) \quad (Ec.3.19)$$

4) Flujo térmico de calor

Al circular un fluido por el interior de los tubos, existe una resistencia térmica que se opone a su avance, disipando el calor hacia el exterior a través de las paredes del tubo (conducción), y al fluido ambiente que lo rodea (convección). Mientras el flujo de calor realiza este recorrido, la temperatura máxima en el tubo aumenta simultáneamente según:

$$T_{max\ tubo} = T_{max\ sal} + q_{max} \cdot R \quad (Ec.3.20)$$

Una vez fijados los valores de las temperaturas máximas del tubo y de la sal, es posible cuantificar el flujo térmico de radiación que atraviesa las paredes del tubo siempre y cuando se conozca el parámetro de la resistencia térmica (R), que cuenta con un componente asociado a la disipación de calor por conducción (R_{cond}) y otro relativo a la convección (R_{conv}). Se procede según lo estudiado en [36]:

$$R_{cond} = \ln[d_{ext}/d_{int}]/(2 \cdot \pi \cdot L_{tubo} \cdot k) \quad (Ec.3.21)$$

Donde k es la conductividad del material que conforma las paredes del tubo en [W/m·K].

$$R_{conv} = 1/(\pi \cdot d_{int} \cdot L_{tubo} \cdot h) \quad (Ec.3.22)$$

El parámetro h [W/m²·K] es el coeficiente de transferencia de calor por convección en flujo interno turbulento desarrollado [35]:

$$h = Nu \cdot k_{sal} / d_{int} \quad (Ec.3.23)$$

Para garantizar que este tipo de flujos está completamente desarrollado, debe cumplirse que:

$$10 \cdot d_{int} \ll 0,1 \cdot L_{tubo} \quad (Ec.3.24)$$

Y el número de Nusselt (Nu) se calcula como:

$$Nu = 0,023 \cdot Re_{int}^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot \left(\frac{\rho_{sal} \cdot v_{sal} \cdot d_{int}}{\mu_{sal}} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{c_{p\ sal} \cdot \mu_{sal}}{k_{sal}} \right)^{0,4} \quad (Ec.3.25)$$

La anterior ecuación sólo es válida para un número de Reynolds interno superior a 10^4 , hipótesis que será necesario comprobar:

$$Re_{int} > 10^4 \quad (Ec.3.26)$$

Por lo tanto,

$$R = R_{cond} + R_{conv} \quad (Ec.3.27)$$

Ya es posible calcular el flujo térmico de radiación (q''_{max}) abandonando el tubo con la Ec.3.20.

5) Incremento de la temperatura en el panel

Mientras la sal fundida recorre los tubos asociados a un panel, éste ve cómo su temperatura se incrementa conforme a la siguiente expresión:

$$\Delta T_{panel} = q_{max} / (c_{p\ sal} \cdot \dot{m}_{tubo}) \quad (Ec.3.28)$$

6) Número de paneles en el receptor

Este dato se obtiene mediante la resolución de la siguiente operación:

$$n_{paneles} = 2 \cdot \Delta T_{receptor} / \Delta T_{panel} \quad (Ec.3.29)$$

Donde $\Delta T_{receptor}$ es un valor que viene especificado al diseñar el receptor y representa la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida del mismo. El número 2 que aparece en la ecuación da cuenta de la división del gasto másico de sal al entrar al receptor.

7) Diámetro del receptor

Finalmente, en este último paso se realiza un cálculo repetitivo con el objetivo de obtener un valor adecuado para el diámetro del receptor. En primer lugar debe tenerse en cuenta que en la mayoría de las centrales solares de torre con tecnología similar a la que se describe en este trabajo han utilizado un receptor de dimensiones cuadradas (mismo tamaño para altura y diámetro). La razón es principalmente estructural, puesto que un receptor de dimensiones cuadradas facilita notablemente la instalación del mismo sobre el elemento que actuará como soporte a la hora de situarlo sobre la torre.

Para hallar el diámetro del receptor es necesario calcular el perímetro total del mismo en base a los cálculos anteriores. Por cada panel, se tienen n_{tubos} , de un diámetro d_{ext} . Además, existen un total de $(n_{tubos} - 1)$ separaciones entre tubos (S_{tubos}), un valor fijado al comienzo del diseño, y una pequeña separación entre panel y panel (S_{panel}). Por lo tanto:

$$D_{receptor} = \frac{(n_{tubos} \cdot d_{ext} + S_{tubos} \cdot (n_{tubos} - 1) + S_{panel}) \cdot n_{paneles}}{\pi} \quad (Ec.3.30)$$

Habiendo fijado al inicio del apartado una longitud para los tubos, se puede suponer que dicha distancia es la altura del receptor, por lo que mientras que el cálculo del diámetro del receptor arroje un valor mayor que la altura del mismo, se deberá realizar otra iteración aumentando el valor de la velocidad de la sal (v_{sal}) del paso 2, lo cual va a reducir el número de tubos por panel (n_{tubos}) y, en consecuencia, el diámetro final del receptor ($D_{receptor}$) será también menor.

3.2.3. PÉRDIDAS EN EL RECEPTOR

El presente Trabajo Final de Grado evalúa tanto las pérdidas de carácter térmico (por convección y radiación) como las pérdidas de carga (al bombear las sales hacia lo alto de la torre y la pérdida de presión de las mismas mientras realizan el recorrido por los tubos de la instalación):

PÉRDIDAS TÉRMICAS POR CONVECCIÓN

Las pérdidas por convección por unidad de área se calculan según la siguiente ecuación [35]:

$$q''_{conv} = h \cdot (T_{tubo} - T_{\infty}) \quad (\text{Ec.3.31})$$

Donde T_{∞} representa la temperatura ambiente, para la que se asume un valor representativo medio del emplazamiento elegido. La temperatura del tubo (T_{tubo}) se calcula como:

$$T_{tubo} = T_{sal} + q_{max} \cdot R \quad (\text{Ec.3.32})$$

El método de cálculo de q_{max} y R se mostró con anterioridad en las ecuaciones Ec.3.20 y Ec.3.27 respectivamente; para el cálculo de la temperatura de la sal se utiliza la siguiente aproximación (se asume exclusivamente para la ecuación Ec.3.32 una temperatura media elevada a la cuarta potencia en vez de una aritmética simple), suponiendo conocidos los valores de la temperatura de entrada y salida de la misma:

$$T_{sal} = \sqrt[4]{(T_{in}^4 + T_{out}^4)/2} \quad (\text{Ec.3.33})$$

Una vez calculado lo anterior, sólo resta obtener el valor para el coeficiente de transferencia de calor por convección, que según [37] equivale a:

$$h_{ext} = \sqrt[4]{h_{cf}^4 + h_{cn}^4} \quad (\text{Ec.3.34})$$

Donde el primer término de la suma se refiere a la convección forzada y el segundo a la convección natural. Nótese que en este caso el coeficiente se basa en flujos de fluido externo, al contrario que ocurría en la Ec.3.23, por lo que se calculan de manera diferente. El coeficiente para la transferencia de calor mediante convección forzada se obtiene de la expresión:

$$h_{cf} = k_{aire} \cdot Nu_{cf} / L_c \quad (\text{Ec.3.35})$$

Donde k es la conductividad térmica del fluido y L_c la longitud característica (se considera como tal el diámetro exterior de uno de los tubos). Para despejar h_{cf} es necesario conocer Nu_{cf} , (número de Nusselt para la convección forzada) para lo que se utiliza la ecuación:

$$Nu_{cf} = 0,3 \cdot F_{corr} + \frac{0,62 \cdot (f_{corr}^{\lambda} \cdot Re)^{0,5} \cdot Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \cdot \left[1 + \left(\frac{f_{corr}^{\lambda} \cdot Re}{2,82 \cdot 10^5}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \quad (\text{Ec.3.36})$$

En la anterior expresión, los términos f_{corr} y F_{corr} son factores que permiten introducir la variabilidad de la dirección del viento. No obstante, en lo concerniente a este trabajo, se considerarán iguales a la unidad (caso más desfavorable). Los otros términos que aparecen son el número de Reynolds (Re) y de Prandtl (Pr), cuyas expresiones características son:

$$Re_{ext} = \rho_{aire} \cdot v_{viento} \cdot d_{ext} / \mu_{aire} \quad (Ec.3.37)$$

$$Pr = c_{p_{aire}} \cdot \mu_{aire} / k_{aire} \quad (Ec.3.38)$$

En las dos últimas expresiones, ρ hace referencia a la densidad y μ a la viscosidad; v_{viento} es la velocidad del viento en los alrededores de los tubos y d_{ext} hace referencia al diámetro exterior de los mismos.

Paralelamente, el coeficiente para la transferencia de calor mediante convección forzada se obtiene como:

$$h_{cn} = k_{aire} \cdot Nu_{cn} / L_c \quad (Ec.3.39)$$

En esta ocasión, el tamaño característico es la longitud del tubo, y se debe utilizar el número de Nusselt para la convección natural:

$$Nu_{cn} = \left[0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right)^{8/27}} \right]^2 \quad (Ec.3.40)$$

La validez de la ecuación anterior queda sujeta a la siguiente condición:

$$\frac{d_{ext}}{L_{tubo}} \geq \frac{35}{Gr^{1/4}} \quad (Ec.3.41)$$

Los únicos términos nuevos introducidos son los números de Grashof (Gr) y Rayleigh (Ra), cuyas expresiones son

$$Gr = g \cdot \beta \cdot (T_{tubo} - T_{\infty}) \cdot L_c^3 / \nu_{aire}^2 \quad (Ec.3.42)$$

Donde g es la constante de gravitación universal, β es el coeficiente de expansión térmica del aire (que se calcula como el inverso de la temperatura media entre el tubo y el ambiente), L_c es la longitud característica (longitud del tubo) y el término ν se refiere a la viscosidad cinemática. Los términos T_{tubo} y T_{∞} ya se definieron con anterioridad en la ecuación Ec.3.31.

Por otro lado:

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (Ec.3.43)$$

Llevando a cabo ordenadamente el cálculo de todas las anteriores magnitudes, se puede calcular el valor de las pérdidas térmicas por convección por unidad de área del receptor según la ecuación Ec.3.35. Para hacer este valor extensible a la superficie completa, simplemente se aplica la siguiente ecuación:

$$q_{conv} = q''_{conv} \cdot \pi \cdot d_{ext} \cdot L_{tubo} \cdot n_{tubos} \cdot n_{paneles} \quad (Ec.3.44)$$

PÉRDIDAS TÉRMICAS POR RADIACIÓN

Para poder evaluar las pérdidas por radiación en el receptor central [37], se ha simplificado la geometría a la mostrada en la siguiente figura:

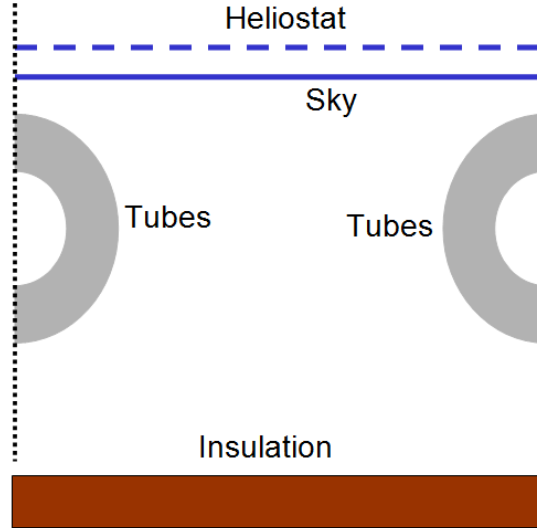


Fig.3.13 Geometría propuesta para el estudio de pérdidas por radiación [37]

La radiación reflejada por los heliostatos incide sobre los tubos, o bien sobre la pared de los paneles, considerada refractaria (es decir, no existen pérdidas térmicas asociadas a conducción). A su vez, los tubos pueden irradiar hacia la pared, el cielo o los propios tubos, mientras que la pared irradia hacia el cielo o hacia los tubos.

El principal fenómeno que aquí ocurre es el intercambio de radiación entre superficies, extremadamente dependiente de la geometría y el área de las mismas. Para computar lo anterior se presenta el *factor de forma*, definido como la fracción de radiación que abandona una superficie i y es interceptada por otra superficie j [35]. Explicado de otra manera, se podría entender pensando en cómo las superficies asociadas al intercambio de radiación se “ven” entre sí. Las superficies implicadas en el cálculo son A_t y A_s , donde el subíndice t se refiere a *tubo* y s se refiere a *cielo* (“sky”). Además, cada término F_{i-j} indica “cómo ve” la superficie i a la j ; se introduce también el subíndice r , que hace referencia a la *pared refractaria* del receptor. En estos factores de forma, se desprecian los efectos tridimensionales en la dirección axial de los tubos, ya que todas las superficies se encuentran muy próximas.

En caso que nos ocupa, existen los siguientes factores de forma y áreas a tener en cuenta:

$$F_{t-t} = \frac{2}{\pi} \cdot \left[\sqrt{x^2 - 1} + \frac{\pi}{2} - \arccos\left(\frac{1}{x}\right) - x \right]$$

$$F_{t-s} = F_{s-r} = \frac{1 - F_{t-t}}{2}$$

$$F_{s-t} = F_{r-t} = \frac{F_{t-s} \cdot A_t}{A_s} = \frac{1 - F_{t-t}}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_{ext}}{P} \right)$$

$$F_{s-r} = F_{r-s} = 1 - \frac{1 - F_{t-t}}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_{ext}}{P} \right)$$

$$F_{r-r} = 0$$

$$A_t = \pi \cdot d_{ext} \cdot L_{tubo}$$

$$A_s = (d_{ext} + S_{tubos}) \cdot L_{tubo}$$

$$A_r = \pi \cdot D_{torre} \cdot L_{tubo}$$

(Ecs.3.45)

El parámetro S_{tubos} se definió en la ecuación Ec.3.30; P se refiere a la separación entre el centro de los tubos, a diferencia de B que indica la distancia más próxima entre los mismos (ver fig.3.14). Finalmente, el valor de x equivale a:

$$x = 1 + B/d_{ext} \quad (\text{Ec.3.46})$$

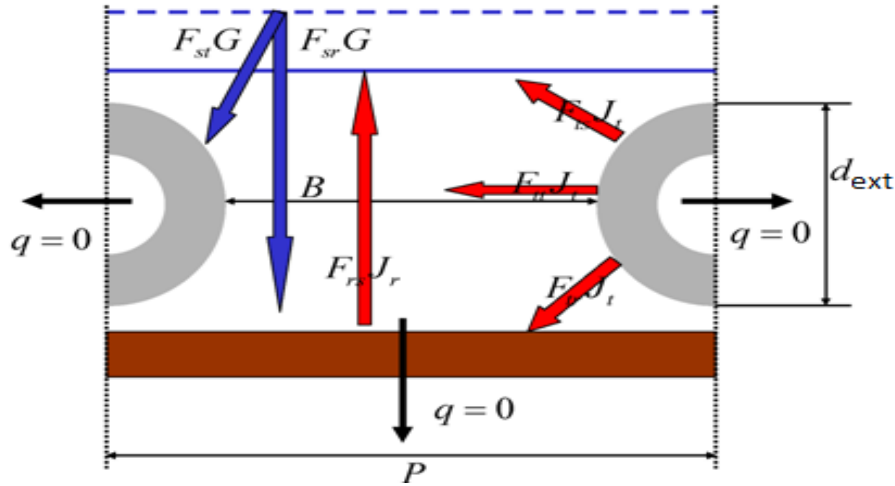


Fig.3.14 Distancias significativas y flujos de calor por radiación [37]

Se puede diseñar un circuito térmico equivalente a la geometría propuesta como el de la figura 3.15, con el objetivo de cuantificar matemáticamente las pérdidas por radiación:

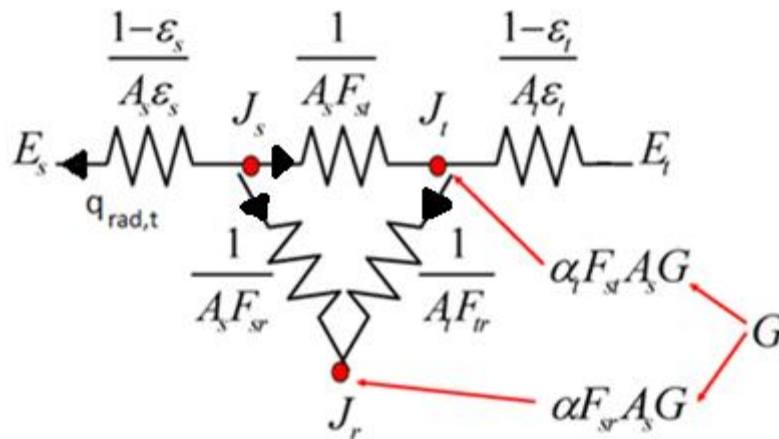


Fig.3.15 Circuito térmico [37]

Se observa cómo la radiación incidente por unidad de superficie, G , se reparte entre los tubos y la pared refractaria de acuerdo a los factores de forma y al coeficiente α , un parámetro que hace referencia a la fracción total de radiación incidente que absorben el receptor y los tubos. El parámetro J es la radiosidad [W/m^2], el ratio al cual la radiación abandona una superficie ya sea por emisión y reflexión por unidad de superficie. No se debe confundir con el parámetro E , la potencia emisiva, que sólo incluye la radiación que abandona una superficie por emisión, y se calcula de acuerdo a la ley de Stefan-Boltzmann:

$$E = \sigma \cdot T^4 \quad (\text{Ec.3.47})$$

Entre nodo y nodo aparecen las llamadas resistencias térmicas, que se oponen al avance del flujo de calor. Los valores que cada una de ellas puede tomar aparecen en el denominador de la siguiente expresión, correspondiente al flujo de calor que circula entre dos nodos:

$$q_i = \frac{E_i - J_i}{(1 - \varepsilon_i)/\varepsilon_i \cdot A_i} = \sum_{j=1}^n \frac{J_i - J_j}{(A_i \cdot F_{i-j})^{-1}} \quad (\text{Ec.3.48})$$

En la anterior expresión, el parámetro ε_i es la emisividad de cada superficie (la relación entre la potencia emisiva de una superficie y la asociada al cuerpo negro de la misma temperatura).

La pérdida por radiación en los tubos que interesa calcular es el parámetro $q_{rad,t}$, representado en la fig.3.15. Para obtener este valor se aplica la ley de Kirchhoff (flujo entrante en un nodo debe ser igual al flujo saliente), que conlleva la resolución del siguiente sistema de ecuaciones:

En el nodo J_t :

$$\frac{E_t - J_t}{(1 - \varepsilon_t)/\varepsilon_t \cdot A_t} + \alpha \cdot F_{s-t} \cdot A_s \cdot G = \frac{J_t - J_s}{(A_s \cdot F_{s-t})^{-1}} + \frac{J_t - J_r}{(A_t \cdot F_{t-r})^{-1}} \quad (\text{Ec.3.49})$$

En el nodo J_r :

$$\frac{E_r - J_r}{(1 - \varepsilon_r)/\varepsilon_r \cdot A_r} + \alpha \cdot F_{s-r} \cdot A_s \cdot G = \frac{J_r - J_s}{(A_s \cdot F_{s-r})^{-1}} + \frac{J_r - J_t}{(A_t \cdot F_{t-r})^{-1}} \quad (\text{Ec.3.50})$$

En el nodo J_s :

$$\frac{E_s - J_s}{(1 - \varepsilon_s)/\varepsilon_s \cdot A_s} = \frac{J_s - J_r}{(A_s \cdot F_{s-r})^{-1}} + \frac{J_s - J_t}{(A_s \cdot F_{s-t})^{-1}} \quad (\text{Ec.3.51})$$

Como la pared del receptor es refractaria, se tiene que $E_r = J_r$. La temperatura del tubo se calculó con la Ec.3.32. Por lo tanto los parámetros desconocidos en las anteriores ecuaciones se reducen a G , J_t y J_s . Conocidas las radiosidades es trivial obtener los flujos térmicos de radiación entre nodos (q_s , q_r y q_{tubo}) mediante la aplicación directa de la ecuación 3.48. El

flujo q_{tubo} debe incluir tanto la potencia térmica que necesita la sal para calentarse, como las pérdidas asociadas a la convección, ambas calculadas en apartados anteriores (Ec.3.28 y Ec.3.44).

$$q_{tubo} = q_{sal} + q_{conv} \quad (Ec.3.52)$$

Con tres ecuaciones y tres incógnitas, es trivial la resolución del sistema, que se puede llevar a cabo mediante el uso de software especializado como MatLab.

PÉRDIDAS DE CARGA EN EL RECEPTOR

Estas pérdidas vienen asociadas a la disminución en la presión del fluido mientras realiza el proceso de calentamiento mientras circula por el receptor. Se suponen conocidas las propiedades y temperatura media de la sal, de acuerdo a [21] y [39]; entonces, la pérdida de carga se calcula según la ecuación de Bernoulli [38]:

$$\Delta p = 0,5 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot \frac{n_{paneles}}{2} \cdot \left(\frac{f \cdot L_{tubo}}{d_{int}} + \sum k \right) \quad (Ec.3.53)$$

Donde f es el factor de fricción y k son las pérdidas secundarias.

El cálculo de f es iterativo, puesto que depende de sí mismo. Se asume un valor inicial y se procede a iterar hasta que el error sea cien veces menor que el factor de fricción. El cálculo se lleva a cabo mediante la correlación de Colebrook [37]:

$$f = \left[\frac{1}{-2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon}{3,7 \cdot d_{int}} + \frac{2,51}{Re \cdot f^{1/2}} \right)} \right]^2 \quad (Ec.3.54)$$

En este caso, el número de Reynolds (Re) se calcula como ya se hizo en la Ec.3.37; simplemente cambiando las propiedades del aire por las de la sal y utilizando el diámetro interior del tubo en vez del exterior. El parámetro ε se refiere a la rugosidad del material del que están hechos los tubos por donde fluye la sal fundida.

Se termina este cálculo con la explicación de lo relativo a las pérdidas secundarias, representadas por el sumatorio de factores k . Éstos dan cuenta de las pérdidas producidas en entradas o salidas de tuberías, expansiones y/o contracciones bruscas, curvas, aristas, codos y válvulas. En el caso del receptor, existen una expansión y una contracción brusca por panel, que se producen al pasar la sal fundida desde el colector (diámetro d_{ext}) a los tubos (diámetro d_{int}) y viceversa. Además, a pesar de que no se ha hecho referencia a ello con anterioridad, la unión entre cada panel y los tubos colectores se hace mediante un codo de 45°, que aquí deberá tenerse en cuenta. Los coeficientes k para estos tres tipos de pérdidas se obtienen de la consulta de [38]:

$$k_{EB} = \left(1 - d_{int}^2 / d_{ext}^2 \right)^2 \quad (Ec.3.55)$$

$$k_{CB} = 0,42 \cdot (1 - d_{int}^2 / d_{ext}^2) \quad (\text{Ec.3.56})$$

$$k_{45^\circ} = 0,4 \quad (\text{Ec.3.57})$$

PÉRDIDAS DE CARGA EN LA TORRE

Se engloban dentro de este apartado las pérdidas asociadas a la elevación física de la sal, mediante bombas, desde el depósito de almacenamiento (a nivel del suelo) hasta el receptor (situado en lo alto de la torre central). Para cuantificar estas pérdidas se utiliza la siguiente ecuación, con el matiz a tener en cuenta de que por cada bomba instalada se añade un factor k_{90° adicional relativo a la curva de 90° existente entre la entrada a la bomba y la salida de la misma, cuyo valor es de 0,7:

$$\Delta p = (\rho \cdot g \cdot h + k_{90^\circ}) \cdot n_{bombas} \quad (\text{Ec.3.58})$$

Donde ρ es la densidad de la sal, g la constante de gravitación universal, y h la altura a la que una bomba puede bombear el caudal de sales fundidas.

Finalmente, para obtener la pérdida de carga total (en el receptor y en la torre), no habrá más que sumar las ecuaciones Ec.3.53 y Ec.3.58, teniendo en cuenta que:

$$\Delta p_{TOTAL} = 0.5 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot \frac{n_{paneles}}{2} \cdot \left(\frac{f \cdot L}{D} + \sum k \right) + (\rho \cdot g \cdot h + k_{90^\circ}) \cdot n_{bombas} \quad (\text{Ec.3.59})$$

3.3. INTERCAMBIADOR DE CALOR

Una vez diseñado tanto el receptor como el ciclo de vapor, es momento de estudiar el sistema que les conecta: el intercambiador de calor. Mediante este dispositivo, el fluido a más alta temperatura (en este caso las sales) transfiere parte de su energía en forma de calor al fluido a menor temperatura (el agua del ciclo Rankine). De esta forma se cumple el objetivo perseguido desde el primer momento en este trabajo: conseguir vapor a alta presión sin necesidad de quemar combustibles fósiles.

En lo referente a este trabajo, el intercambiador de calor que se va a emplear se supone térmicamente perfecto: mientras circulan a través del mismo, toda la energía que el fluido caliente entrega va a parar al fluido frío. El sistema que se implanta se conoce como intercambiador carcasa-tubo: no existe contacto en ningún momento entre las sales fundidas y el agua: las primeras circulan por dentro de tubos, mientras que el agua circula por el exterior de los mismos y confinada por la carcasa, en un espacio más amplio que facilita su cambio de fase de líquido a vapor.

La ecuación que rige este fenómeno de intercambio de calor es la siguiente:

$$P_{int \text{ calor}} = \dot{m}_{agua} \cdot \Delta h_{agua} = \dot{m}_{sal} \cdot c_{p \text{ sal}} \cdot \Delta T_{sal} \quad (\text{Ec.3.60})$$

Donde Δh_{agua} se calcularía como $h_3 - h_2$ de acuerdo a la figura 3.9.

3.4. CARACTERIZACIÓN Y DISEÑO DEL CAMPO DE HELIOSTATOS

Se propone en este Trabajo Final de Grado el dimensionamiento del campo de heliostatos para el día de máxima radiación posible, para sacar el mayor partido de los días más calurosos de verano y maximizar el aprovechamiento del recurso solar. Para que la central sea rentable, se deberá llevar a cabo un estudio tanto meteorológico como del terreno previamente a elegir una localización para el parque.

3.4.1. DISEÑO DEL CAMPO DE HELIOSTATOS

Se elige para el diseño de la central un modelo de heliostato cuadrado $l \times l$ de 100 m^2 , por ser estas las dimensiones aproximadas que se han utilizado en la construcción de previos parques solares como los mostrados en el capítulo 2. Será preciso también definir la altura de la torre central (h_{torre}).

A la hora de distribuirlos alrededor de la torre, se opta por una geometría de anillos concéntrica, que ha probado ser la más adecuada para el receptor de tipo cilíndrico. Se debe admitir un valor para el radio del primer anillo, y a continuación es preciso tomar precauciones a la hora de definir la posición relativa entre heliostatos para evitar sombreados (un heliostato puede estar parcialmente cubierto por otro vecino, impidiendo que incida radiación sobre el primero) o apantallamientos/ bloqueos (el heliostato sí recibe la luz solar, pero la reflexión es interceptada por algún espejo de los alrededores impidiendo que llegue al receptor). No debe olvidarse introducir un coeficiente que pondere las pérdidas asociadas a la suciedad de los heliostatos; todos estos eventos reducen la eficiencia del espejo a la hora de reflejar la radiación incidente.

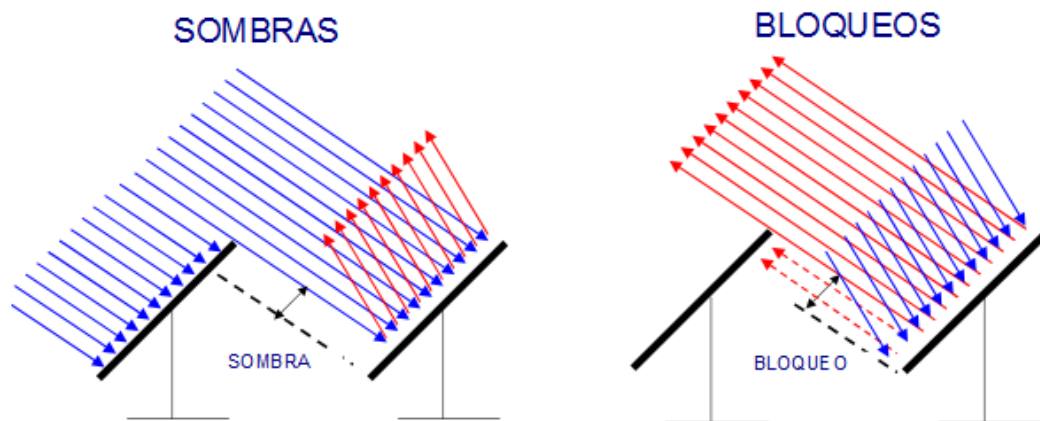


Fig.3.16 Sombras y apantallamientos entre heliostatos [29]

Con tal fin, la separación entre anillos va haciéndose más notable conforme la separación a la torre aumenta; lo mismo ocurre con la separación entre heliostatos del mismo anillo.

Para hallar la gradual separación entre anillos, se aumenta dicha la distancia entre circunferencias concéntricas en un factor de 0,1 metros por anillo adicionales a dos veces la longitud característica del heliostato ($l=10 \text{ m}$):

$$r_n = r_{n-1} + 2 \cdot l + 0,1 \cdot n \quad (\text{Ec. 3.61})$$

Donde n es el número de anillo, r_n es el radio del anillo, r_{n-1} el del anillo anterior, y l la longitud característica.

Para estimar la separación entre espejos situados en la misma fila se utiliza la siguiente aproximación, de acuerdo a centrales similares construidas en la actualidad, como la de Gemasolar: los primeros diez anillos presentan una distancia constante entre heliostatos contiguos e igual a la longitud característica de los mismos (l); a partir del undécimo, la separación aumenta gradualmente de acuerdo a la siguiente expresión:

$$d_n = 2 \cdot l + 0,1 \cdot n \quad (\text{Ec. 3.62})$$

Donde d_n es la distancia entre espejos contiguos.

Derivado de las dos expresiones anteriores es fácil deducir que el número de heliostatos por anillo (NHA) se calcula como:

$$NHA = 2 \cdot \pi \cdot r_n / (l + d_n) \quad (\text{Ec. 3.63})$$

Otro evento asociado a la caída de eficiencia en la reflexión es el apuntamiento, que ocurre cuando la radiación reflejada sobre la torre rebasa el receptor en vez de incidir completamente sobre el mismo (fig.3.17). También es importante tener en cuenta la suciedad, que se comporta como absorbente y disipador de la radiación; es por ello fundamental disponer el parque en un emplazamiento que cuente con agua en abundancia. Finalmente, se debe considerar la rugosidad de la superficie del heliostato, que provoca que la reflexión de la radiación no sea uniforme y por tanto no toda incide sobre el receptor.

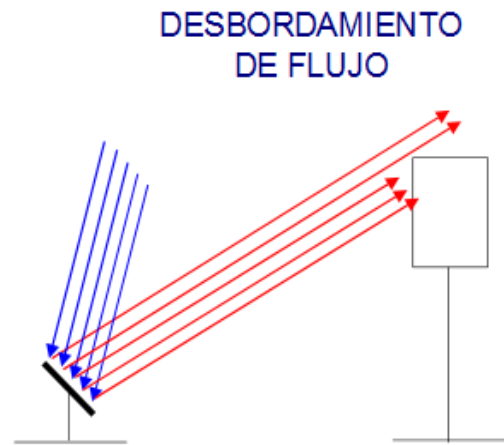


Fig.3.17 *Rebase de flujo* [29]

El procedimiento a seguir será ir añadiendo heliostatos hasta satisfacer la radiación necesaria demandada por el receptor para cumplimentar con la potencia eléctrica deseada. Cuando la radiación reflejada por los espejos alcance dicha cifra, no se colocan más espejos; si hubiese heliostatos sobrantes que no llegan a formar un anillo, se colocan al norte de la torre.

3.4.2. ÁNGULOS DE RADIACIÓN SOLAR

Se expuso en el capítulo 2.2.3 un análisis cualitativo detallado de los ángulos solares relevantes a la hora de estudiar cómo llega la radiación solar a este planeta. En este apartado se indica la expresión matemática que se adopta para dar el valor correspondiente a cada uno de ellos según [1].

DECLINACIÓN SOLAR (δ)

$$\delta = 23,45 \cdot \sin\left[\frac{360}{365} (284 + N)\right] \quad (\text{Ec. 3.64})$$

Donde N es el día del año (desde 1 hasta 365). Para la facilitación del cálculo de este parámetro se adjunta la siguiente tabla:

Mes	Número del día
Enero	i
Febrero	$31+i$
Marzo	$59+i$
Abril	$90+i$
Mayo	$120+i$
Junio	$151+i$
Julio	$181+i$
Agosto	$212+i$
Septiembre	$243+i$
Octubre	$273+i$
Noviembre	$304+i$
Diciembre	$334+i$

Tabla 3.2 Cálculo de N

Donde i se corresponde con el número del día del mes elegido. Por ejemplo, el día 23 de junio correspondería a $i=23$ y $N=151+23=174$.

ÁNGULO HORARIO (h)

$$h = 15 \cdot (\text{AST} - 12) \quad (\text{Ec. 3.65})$$

Donde AST significa 'Apparent Solar Time' (Hora Solar Aparente), que depende de la latitud y no tiene por qué coincidir con la hora que marca el reloj en la zona elegida, que suele obedecer a cuestiones políticas y administrativas. A efectos de este trabajo no es relevante el cálculo de AST; lo importante es el término conjunto (AST-12), que se refiere al número de horas que separan al meridiano de estudio de las 12 pm.

Una vez han sido convenientemente detalladas las expresiones para δ y h , se pueden definir los dos siguientes ángulos solares:

ÁNGULO DE ALTITUD SOLAR (α)

$$\sin(\alpha) = \sin(L) \sin(\delta) + \cos(L) \cos(\delta) \cos(h) \quad (\text{Ec. 3.66})$$

Donde L es la latitud del emplazamiento, δ es la declinación solar, y h es el ángulo horario.

Será relevante para el diseño de la central conocer cuándo sale y se pone el Sol. Esto ocurre cuando la altitud α equivale a cero. Por lo tanto, imponiendo este criterio en la anterior ecuación,

$$H_{ss} = -H_{sr} = \frac{1}{15} \cos^{-1}[\tan(L) \tan(\delta)] \quad (\text{Ec. 3.67})$$

Donde H_{ss} es la hora a la que el Sol se pone por la tarde, y H_{sr} la hora a la que el Sol sale por la mañana. Como la duración del día es veces la hora de puesta de Sol, se deduce que:

$$\text{Duración del día} = 2/15 \cos^{-1}[\tan(L) \tan(\delta)] \quad (\text{Ec. 3.68})$$

ÁNGULO AZIMUTAL (z)

$$\sin(z) = (\cos(\delta) \sin(h))/\cos(\alpha) \quad (\text{Ec. 3.69})$$

Es también relevante para el cálculo la definición de los ángulos α_{torre} y z_{torre} . El primero se define como el ángulo existente entre la línea que une el heliostato en cuestión y el receptor y el suelo (fig.3.18). Se deduce que es común para todos los heliostatos del mismo anillo.

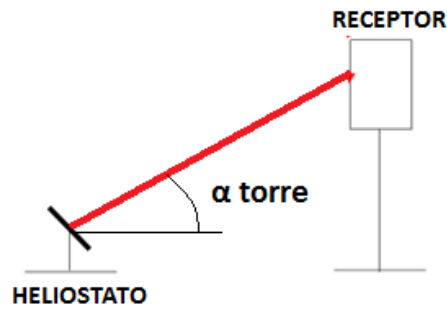


Fig.3.18 α_{torre} [5]

El segundo ángulo se caracteriza por ser el ángulo existente entre la línea que une el heliostato en cuestión y la torre y la que cruza de oeste a este. Se aprecia mejor en la vista aérea de la figura 3.19:

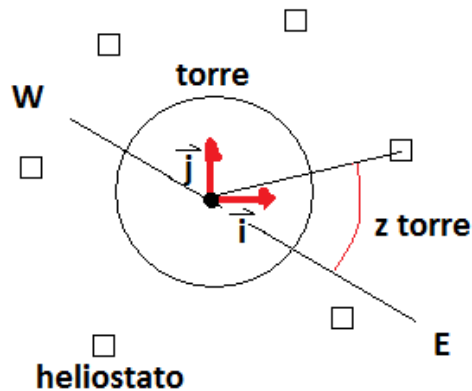


Fig.3.19 z_{torre} (vista aérea) [5]

Con toda la información anterior, es el momento adecuado para definir una de las claves que caracteriza el diseño del campo de heliostatos: el efecto coseno, que hace referencia a la superficie útil de cada heliostato.

EFFECTO COSENO

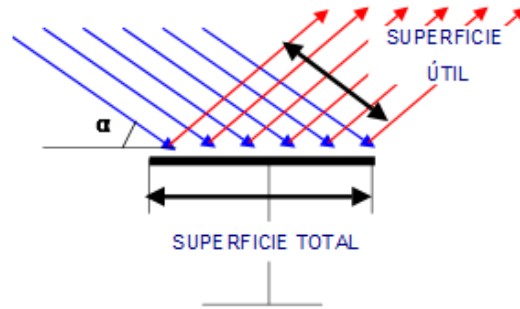


Fig.3.20 Efecto coseno [29]

Para poder cuantificar este efecto, se recurre a la consulta de bibliografía especializada [28]. Se recuerda del previo capítulo al lector que los heliostatos funcionan mediante una tecnología que les permite un seguimiento óptimo del recurso solar, esto es, están siempre orientados al Sol. Mediante el siguiente análisis vectorial es posible analizar el proceso por el cual un rayo solar incide sobre un heliostato y se dirige hacia el receptor:

Se define cada heliostato mediante el vector unitario \vec{n} , normal a su superficie en todo momento. Por otra parte, para fijar la posición del Sol, se define el vector unitario \vec{s} , paralelo a los rayos solares incidentes. Finalmente, el tercer vector de módulo igual a la unidad a tener en cuenta es \vec{t} , que une cada heliostato con el receptor situado en lo alto de la torre.

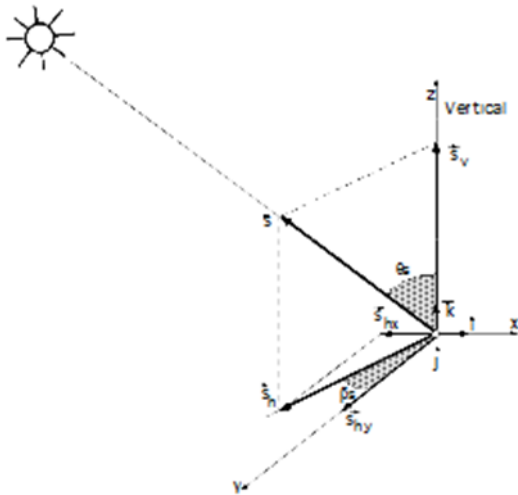


Fig.3.21 Posición vector \vec{s} [28]

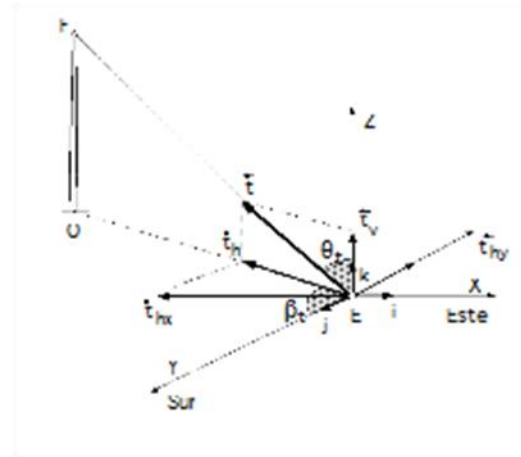


Fig.3.22 Posición vector \vec{t} [28]

Mediante manipulación de ángulos de las dos figuras anteriores se sustrae que:

$$\vec{s} = \cos(\alpha) \cos(z) \vec{i} + \cos(\alpha) \sin(z) \vec{j} + \sin(\alpha) \vec{k} \quad (\text{Ec. 3.70})$$

$$\vec{t} = \cos(\alpha_{\text{torre}}) \cos(z_{\text{torre}}) \vec{i} + \cos(\alpha_{\text{torre}}) \sin(z_{\text{torre}}) \vec{j} + \sin(\alpha_{\text{torre}}) \vec{k} \quad (\text{Ec. 3.71})$$

Y puesto que en todo momento debe cumplir la ley de Snell para la reflexión, el ángulo θ entre los dos vectores anteriores puede hallarse mediante la aplicación del producto escalar:

$$\cos(\theta) = \frac{\vec{s} \cdot \vec{t}}{|\vec{s}| |\vec{t}|} \quad (\text{Ec. 3.72})$$

Y finalmente se obtiene el ángulo entre los rayos incidentes y el receptor con:

$$\cos(\theta) = \cos(\alpha) \cos(z) \cos(\alpha_{\text{torre}}) \cos(z_{\text{torre}}) + \cos(\alpha) \sin(z) \cos(\alpha_{\text{torre}}) \sin(z_{\text{torre}}) + \sin \alpha \sin \alpha_{\text{torre}} \quad (\text{Ec. 3.73})$$

Este ángulo probará ser de vital importancia a la hora de cuantificar el análisis de radiaciones sobre heliostatos y receptor en función del tiempo. Para conocer la cantidad de energía que el campo de heliostatos es capaz de concentrar sobre el receptor de la torre se necesita conocer de antemano el modelo de radiación incidente sobre la superficie terrestre, que se estudia en el siguiente apartado.

3.5. CARACTERIZACIÓN Y DISEÑO DEL MODELO DE RADIACIÓN

La potencia en los tubos del receptor se obtiene a través de la concentración de radiación solar en los mismos mediante los heliostatos, que a su vez reciben una radiación global formada por una componente directa (procedente del Sol) y otra difusa (del resto de la bóveda celeste).

El diseño de la central se realiza en una fecha intermedia, ya sea primavera u otoño, de tal manera que durante los meses más soleados funcione a plena capacidad, y durante los de menos radiación, no sea necesario un aporte híbrido demasiado elevado. Si se diseñase para verano, el parque de heliostatos necesario para concentrar la radiación adecuada en el receptor sería pequeño debido al buen recurso existente en los meses más cálidos. Por el contrario, un diseño para un día invernal supondría el efecto opuesto: un parque demasiado grande que obligaría a desenfocar muchos de los espejos en los meses más soleados. Si se tiene en cuenta que los componentes del campo de heliostatos dan cuenta de entre el 30 y el 50% del presupuesto total, supondría una completa ineficiencia económica.

Es preciso a su vez seleccionar un emplazamiento que garantice un nivel de radiación elevado a lo largo del año. Se puede consultar el mapa de radiación en la red la Agencia Estatal de Meteorología (AEMET) [32]:

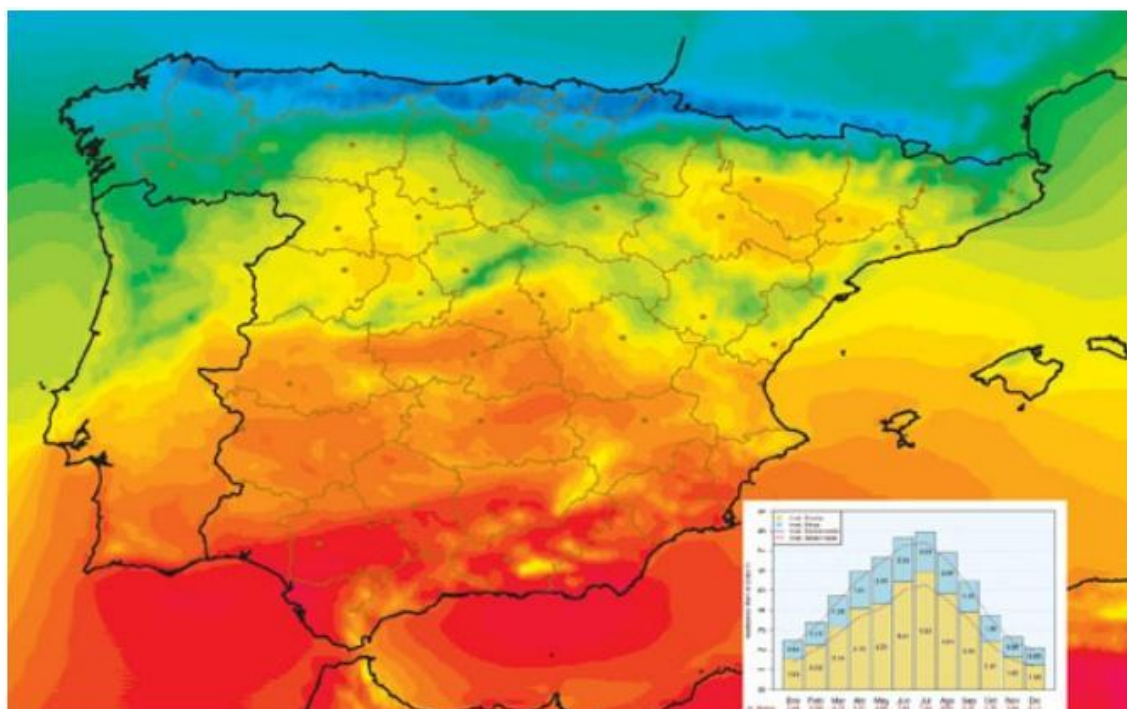


Fig.3.23 Atlas de radiación solar en España [29]

Como es de esperar, la parte al sur de la península cuenta con los datos de radiación más elevados. Se propone por lo tanto un emplazamiento en la Comunidad Autónoma de Andalucía, concretamente en la localidad de Conil de la Frontera (Cádiz). Este emplazamiento cuenta además con su propia estación meteorológica.



Fig.3.24 Mapa Cádiz – Conil de la Frontera [29]

Las referencias geográficas son latitud 36.267° y longitud -6.083° .

La Agencia Andaluza de la Energía [30] ofrece datos de radiación a nivel horario para cada uno de los días del año en el anterior emplazamiento. Partiendo de ellos, es posible graficarlos de manera que sea fácil e intuitivo analizar y comparar las curvas de radiación para un día

representativo de cada mes del año. En la figura 3.25 se muestran las curvas de radiación para el día 15 de cada mes:

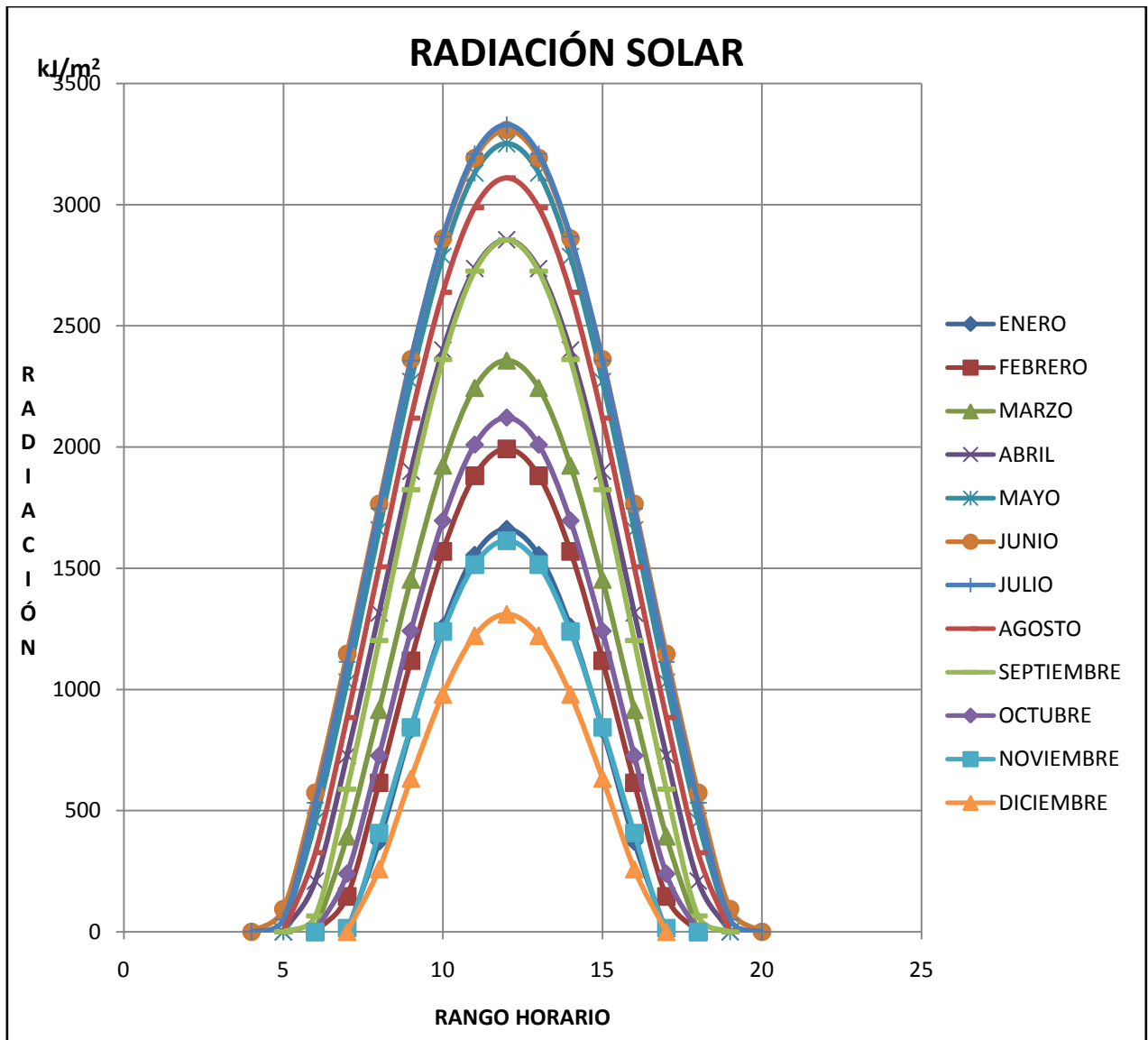


Fig.3.25 Curvas radiación para el día 15 de cada mes [5]

Se puede observar que todas las curvas siguen una distribución normal, algo que es esperable, puesto que la radiación va aumentando hasta alcanzar los valores pico en las horas centrales del día, para después disminuir de nuevo hasta valores nulos.

Es posible generar un gráfico que muestre cómo varía la radiación a lo largo del año (fig.3.26); en el eje vertical se encuentra la radiación global incidente en $[\text{MJ/m}^2]$ para cada uno de los meses del eje horizontal:

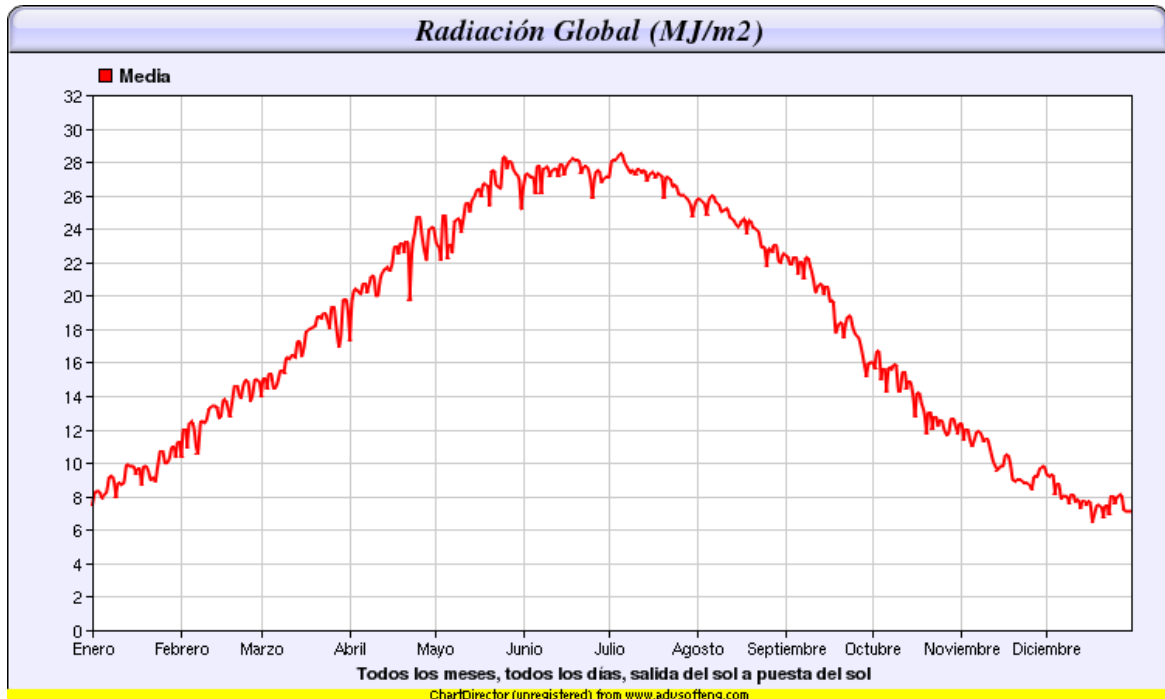


Fig.3.26 Curva radiación anual [30]

Finalmente, para el caso que concierne a este trabajo, se decide dimensionar la central solar térmica para un día representativo de abril por ser el mes central de la primavera, como el día 15 (día número 105 del año, fig.3.27).

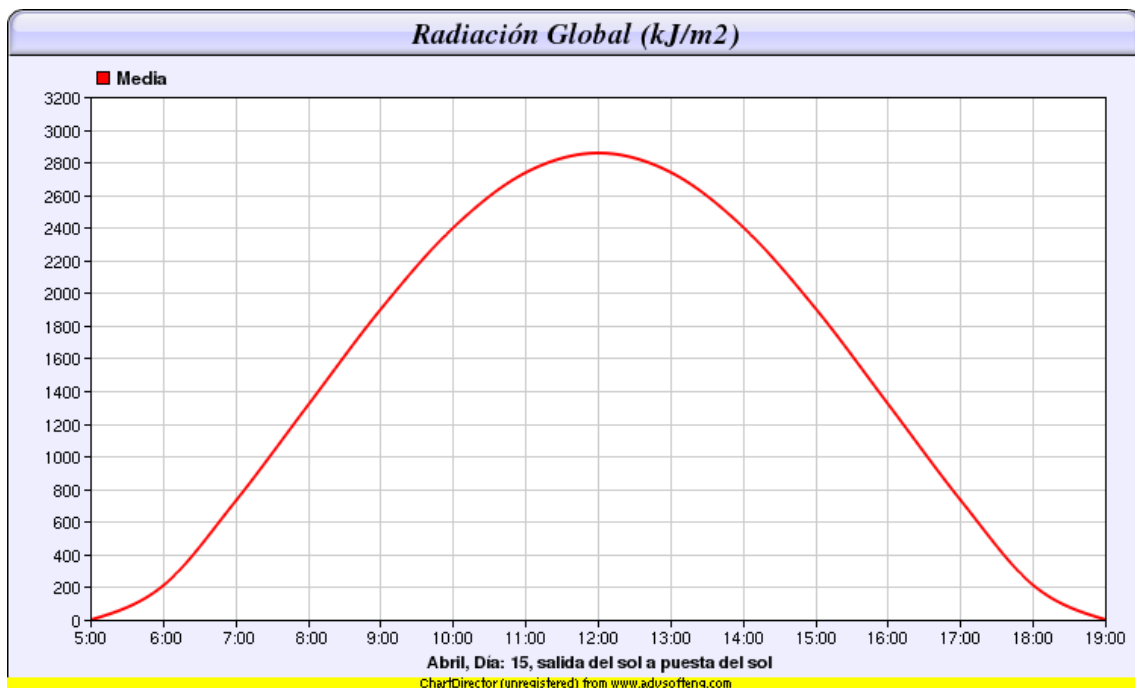


Fig.3.27 Curva radiación 15 abril [30]

A la hora de diseñar el modelo de radiación, es más útil representar la información de la figura anterior en forma de una tabla como la que sigue:

Hora	Radiación [KJ/m ²]	Radiación [W/m ²]
5	0	0,00
6	210	58,33
7	728	202,22
8	1316	365,56
9	1901	528,06
10	2401	666,94
11	2737	760,28
12	2856	793,33
13	2737	760,28
14	2401	666,94
15	1901	528,06
16	1316	365,56
17	728	202,22
18	210	58,33
19	0	0,00
Total=21500		

Tabla 3.3 Radiación 15 abril [30] + [5]

De acuerdo a [37], se decide proyectar una central solar que sólo funcione cuando la radiación incidente supere el umbral de los 250 W/m², con la intención de llevar a cabo un diseño rentable. Se marcan en distinto color sobre la tabla 3.3 las horas que cumplen este requisito, que serán aquellas durante las cuales la central solar esté conectada y generando electricidad a partir del recurso solar incidente. Nótese que las magnitudes de radiación mostradas en la tabla son horarias (es decir, el valor para las 10 h es en realidad la radiación incidente de 9 a 10 horas).

Para la definición de la geometría del receptor, como se expuso en la sección 3.2.2., son relevantes los parámetros de la potencia máxima y potencia media incidente sobre una superficie horizontal el día de diseño (ver Ec.3.19). En el caso del mes de abril son, respectivamente, 793 y 604 W/m².

El valor total de radiación global $h_{incidente}$ que una superficie horizontal recibe durante este día es de 21500 KJ/m². Esta radiación incide sobre cada heliostato y se ve reflejado hacia el receptor de la torre cumpliendo la siguiente relación:

$$g_{heliostato} = g_{incidente} \cdot \cos(\theta/2) \cdot \prod \eta \quad (\text{Ec. 3.74})$$

Donde $\cos(\theta/2)$ es el factor coseno, que depende de la posición de cada heliostato, y $\prod \eta$ representa el multiplicatorio de las eficiencias de los eventos anteriormente mencionados (apantallamiento, suciedad, rebase), que habrán de tenerse en cuenta para ajustar adecuadamente la radiación reflejada sobre el receptor.

Finalmente, para obtener la radiación acumulada en el receptor al final del día únicamente será necesario sumar la aportación de todos los heliostatos (N_h) desde la hora de salida del sol hasta el ocaso, siempre que las sales estén circulando por el receptor:

$$G = \sum_1^{N_h} g_{helio\, stato} \quad (\text{Ec. 3.75})$$

3.6. CARACTERIZACIÓN Y DISEÑO DEL SISTEMA DE ACUMULACIÓN DE CALOR

La funcionalidad que hace especial esta central solar con respecto a cualquier otra es la posibilidad de funcionamiento continuo. Al ser la radiación solar la fuente de energía principal que se utiliza para la producción de electricidad, es evidente que en los periodos en los que no incide radiación sobre los heliostatos (ya sea por tratarse de un día nublado, por el cruce momentáneo de una nube, o por la caída de la noche) no va a ser posible continuar con la producción ininterrumpidamente.

La implantación de los tanques de almacenamiento de sales fundidas ofrece la posibilidad de acumular grandes cantidades de sal a alta temperatura procedente del receptor en un recipiente de gran tamaño, que puede hacerse pasar por el intercambiador de calor continuamente. De esta manera se garantiza el aporte de calor al ciclo Rankine durante un intervalo de tiempo bastante superior al periodo durante el cual el sol es el encargado de calentar la sal. En las centrales de este tipo implantadas en la actualidad, se puede llegar a garantizar el aporte continuado de energía durante hasta 15 horas.

Se implantan un total de dos tanques de almacenamiento: uno que contiene sales frías, que son bombeadas hacia el receptor en lo alto de la torre, y el tanque de sales calientes, el destino de las sales que ya ha se han calentado mediante la circulación por el interior del receptor. Ambos tanques de encuentran comunicados mediante el intercambiador de calor, de manera que el tanque de sales calientes debe estar dimensionado tanto para almacenar tanta energía como sea posible como para garantizar el aporte de calor continuado al ciclo Rankine.

Como el diseño de la central se realiza para un día representativo de primavera, durante los meses de verano será necesario desenfocar algunos heliostatos, puesto que al existir más radiación se corre el riesgo de sobrepasar los límites superiores de temperatura. De igual manera, durante los meses de invierno será necesaria la instalación de un dispositivo de aporte de calor auxiliar, normalmente gas natural, para compensar los bajos niveles de radiación solar.

Al realizar el dimensionado del tanque, es necesario seleccionar el número de horas al día (t_{sol}) durante las que la sal fría se bombea hacia el receptor (horas sobre el umbral mínimo de radiación necesaria). Además, en este trabajo se pretende la producción de electricidad (ya sea por aporte directo de radiación o por el uso de los sistemas de acumulación) durante las 24 horas del día. La relación entre ambos intervalos de tiempo radica en que la energía que el receptor recibe por incidencia de radiación solar durante el día (t_{sol}) debe ser igual a la energía que el ciclo necesita para funcionar el día entero (24h).

La potencia media sobre el receptor para obtener la potencia eléctrica deseada a la salida es:

$$P_{media \, receptor} = P_{eléctrica} / \eta_{ciclo} \cdot 24 / t_{sol} \quad (\text{Ec. 3.76})$$

Donde η_{ciclo} se calculó en la expresión Ec.3.15.

Teniendo en cuenta que a medida que cierta cantidad de sal entra en el tanque procedente del receptor, hay otra fracción de la misma que de energía que sale del mismo hacia el intercambiador de calor, la energía a almacenar en el tanque será:

$$E_{tanque} = (P_{media\ receptor} - P_{eléctrica} / \eta_{ciclo}) \cdot t_{sol} \quad (Ec. 3.77)$$

Se deduce que la masa de sal a acumular en el tanque será:

$$m_{sal} = E_{tanque} / (c_p \cdot \Delta T_{sal}) \quad (Ec. 3.78)$$

Y conocida la densidad de la sal, se calcula el volumen del tanque como:

$$V_{tanque} = k \cdot m_{sal} / \rho_{sal} \quad (Ec. 3.79)$$

Donde el factor k incluye un sobredimensionamiento de seguridad de cerca del 30% para protegerse contra el vaciamiento total del tanque o para evitar que la temperatura caiga por debajo de un determinado valor que provocaría la cristalización de las sales, lo cual se lleva a cabo mediante la instalación de intercambiadores de calor en el interior del tanque.

A efectos de este Trabajo Final de Grado, se fabricará un tanque de sales frías de igual volumen que el calculado para las sales calientes, algo que en realidad no es cierto, puesto que la densidad de este tipo sales disminuye con la temperatura, por lo que el tanque frío necesita un volumen sensiblemente menor.

Finalmente, se incluye en este apartado un ejercicio de optimización de las dimensiones del tanque una vez conocido el volumen del mismo, que se elige de forma cilíndrica con la intención de reducir lo máximo posible la superficie exterior y consecuentemente, las pérdidas térmicas.

El volumen del tanque cilíndrico se calcula como:

$$V_{tanque} = \pi \cdot r^2 \cdot h \quad (Ec. 3.80)$$

Y la superficie total es:

$$S_{total} = 2 \cdot \pi \cdot r^2 + 2 \cdot \pi \cdot r \cdot h \quad (Ec. 3.81)$$

Se deja la función 'Superficie' en función sólo del radio:

$$S(r) = 2 \cdot \pi \cdot r^2 + 2 \cdot V_{tanque} / r \quad (Ec. 3.82)$$

Y se deriva e iguala a cero para hallar el valor del radio que minimiza la superficie en relación al volumen dado, resultando:

$$r = \sqrt[3]{\frac{V_{tanque}}{2 \cdot \pi}} \quad (Ec. 3.83)$$

3.7. EVALUACIÓN DEL DISEÑO Y CARACTERIZACIÓN

Con el objetivo de poder comparar y evaluar diseños alternativos de la misma central variando determinados parámetros, se introducen a continuación diferentes expresiones para el rendimiento o eficiencia del diseño de los elementos de secciones previas:

EFICIENCIA DEL CICLO DE VAPOR

$$\eta_{cv} = P_e / P_{int \text{ calor}} \quad (\text{Ec. 3.84})$$

Donde P_e es la potencia eléctrica que se desea obtener a la salida de la central y $P_{int \text{ calor}}$ se obtiene de la ecuación Ec. 3.60.

EFICIENCIA DEL RECEPTOR

$$\eta_{rec} = P_{int \text{ calor}} \cdot 24 / (G \cdot n) \quad (\text{Ec. 3.85})$$

Donde G es la potencia que los heliostatos concentran en el receptor y n es el número de horas durante las que la central está operativa (superando el umbral de radiación mínima).

EFICIENCIA DEL CAMPO DE HELIOSTATOS

$$\eta_{ch} = G / (A_{ch} \cdot q_{\perp}) \quad (\text{Ec. 3.86})$$

Donde A_{ch} es el área del campo de heliostatos (calculado como $\pi \cdot r^2$, donde r hace referencia al radio del último anillo) y q_{\perp} es la radiación incidente sobre una superficie perpendicular al Sol para la hora de diseño elegida, obtenida de [30].

EFICIENCIA INTERMEDIA

$$\eta_i = P_e / G \quad (\text{Ec. 3.87})$$

Este indicador es muy interesante a la hora de estudiar la rentabilidad de colocar una central solar térmica de torre concentrada en vez de una central solar fotovoltaica: si η_i es mayor que el 3%, la central solar que se presenta en este trabajo es mejor opción que un parque fotovoltaico.

EFICIENCIA TOTAL

$$\eta_{tot} = P_e / (A_{ch} \cdot q_{\perp}) \quad (\text{Ec. 3.88})$$

Valores típicos para este indicador se sitúan en torno al 1%.

CAPÍTULO 4: RESULTADOS

Este trabajo basa sus resultados en el diseño y caracterización de una central solar térmica capaz de producir una potencia eléctrica de 30 MW. Con este objetivo en mente, el diseño de todas las secciones que componen la central se realiza como se expone en los siguientes apartados:

4.1. CICLO DE VAPOR

Por lo general, a la hora de diseñar un ciclo de vapor se suponen conocidos los valores de la presión en el condensador, en la caldera, y la temperatura máxima del ciclo. Además, se ofrecen los valores de los rendimientos isentrópicos de bomba y turbina. Habitualmente se pide hallar el trabajo específico neto del ciclo, la potencia calorífica aportada por las sales en el intercambiador de calor y la rechazada en el condensador; y finalmente, el rendimiento global de la instalación.

Se supone por simplicidad que las sales fundidas son capaces de suministrar suficiente energía al agua como para hacer que la caldera auxiliar sea innecesaria.

A continuación se muestra el procedimiento a continuar para el correcto diseño del ciclo de vapor. Se suponen conocidos los siguientes parámetros:

Parámetro	Valor
Presión en el condensador	0.01 bar
Presión en la caldera	60 bar
Temperatura máxima	540°C
η bomba	0.9
η turbina	0.86

Tabla 4.1 *Parámetros de diseño del ciclo de vapor*

La temperatura máxima del ciclo viene dada por alcanzada por el vapor en el intercambiador de calor; puesto que la sal entra al mismo a 565°C se admite como bueno un valor de 540°C para la temperatura a la entrada de la turbina (punto 3 de la fig.4.1). La presión en el intercambiador oscila para este tipo de ciclos entre los 50 y los 100 bares, así que se tomará un valor intermedio de 60 bares para este trabajo, que además evitan que el punto de trabajo caiga dentro de la zona acampanada del diagrama T-s, donde existe una mezcla de agua en estado líquido y vapor.

La temperatura mínima del ciclo está impuesta por las cálidas condiciones ambientales en este país; bien se utilice el caudal de un río, bien se haga uso de una torre de refrigeración, es muy complicado disminuir la temperatura mínima por debajo de los 35°C, que llevan asociados una presión de 0.01 bares.

Finalmente, los rendimientos de la turbina y la bomba han sido extraídos de [37].

El procedimiento va a consistir en obtener, a través de cálculos y del uso del diagrama T-s del agua, o tablas, la entalpía en cada punto del ciclo, para después utilizarlos en las diferentes ecuaciones que proporcionan los parámetros pedidos en el enunciado estándar.

El primer paso es dibujar el esquema de la instalación (fig.4.1):

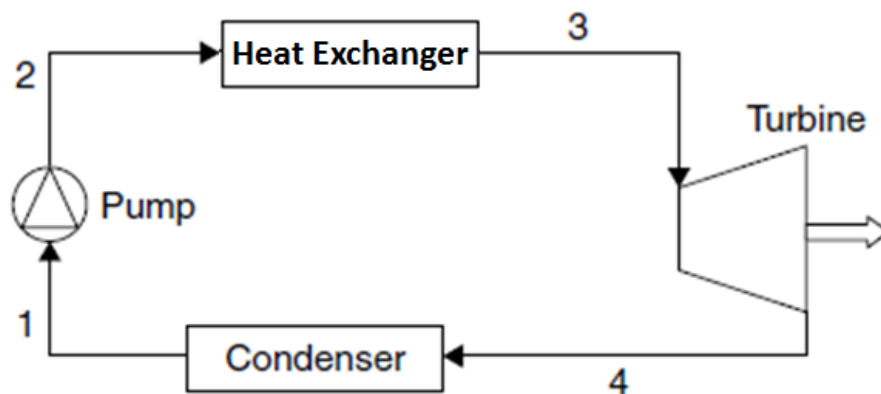


Fig.4.1 *Esquema del ciclo Rankine [25]*

A la entrada a la bomba se dispone de líquido saturado a 0.01 bares; si se busca el punto que cumple lo anterior en el diagrama se obtiene:

$$h_1 = 100 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Ec. 4.1})$$

Para calcular el valor de h_{2s} es recomendable utilizar la Ec.A.6 del apéndice antes que buscar el punto en el diagrama, puesto que no es fácil de localizar. Tras los pertinentes cálculos, se obtiene que:

$$h_{2s} = 106 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Ec. 4.2})$$

No obstante, este valor se ha calculado sin tener en cuenta el rendimiento isentrópico de la bomba. Aplicando la Ec. 3.4 es fácil hallar:

$$h_2 = 106,6 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Ec. 4.3})$$

El cálculo prosigue con la entrada del líquido al intercambiador de calor. Puesto que se conocen la presión (60 bares) y temperatura (540°C) a la salida del mismo, es fácil obtener del diagrama:

$$h_3 = 3520 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Ec. 4.4})$$

El cálculo de h_{4s} es trivial; simplemente se baja isentrópicamente desde el punto 3 (fig.4.2) hasta la presión de 0.01 bares, lo que arroja un valor de:

$$h_{4s} = 1975 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Ec. 4.5})$$

De nuevo, hace falta tener en cuenta el rendimiento isentrópico de la turbina (Ec. 3.8) que proporciona un resultado para h_4 de:

$$h_4 = 2191,3 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Ec. 4.6})$$

Una vez se han hallado todos los valores entálpicos de los puntos del ciclo, a través de las ecuaciones anteriormente expuestas son inmediatos los cálculos para obtener resultados pedidos en el enunciado:

$$w_b = h_2 - h_1 = 6,6 \text{ KJ/Kg} \quad (\text{Ec. 4.7})$$

$$w_t = h_3 - h_4 = 1328,7 \text{ KJ/Kg} \quad (\text{Ec. 4.8})$$

$$q_{cald} = h_3 - h_2 = 3413,4 \text{ KJ/Kg} \quad (\text{Ec. 4.9})$$

$$q_{cond} = h_4 - h_1 = 2091,3 \text{ KJ/Kg} \quad (\text{Ec. 4.10})$$

Y para terminar, se calcula el rendimiento global del ciclo con la Ec. 3.15:

$$\eta_{tot} = \frac{w_{neto}}{q_{cald}} = \frac{w_t - w_b}{q_{cald}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} = 38,73\% \quad (\text{Ec. 4.11})$$

El desarrollo del ciclo sobre el diagrama T-s se muestra en la figura 4.2:

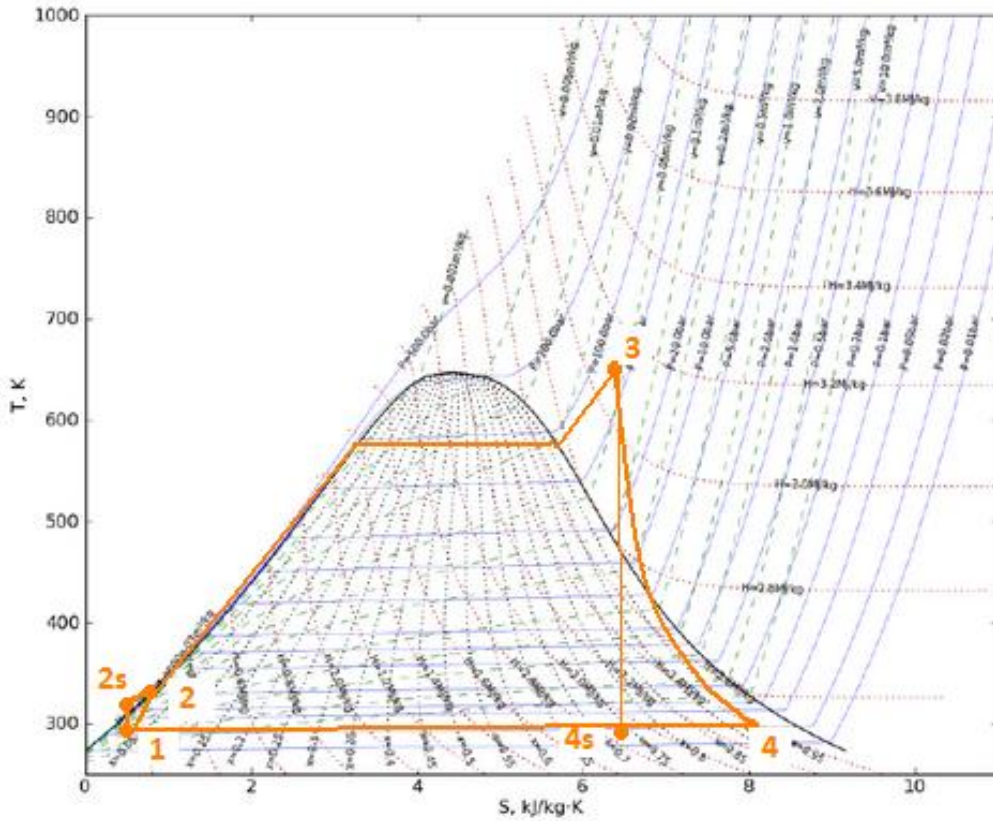


Fig.4.2 Resolución sobre el diagrama T-s [26] + [5]

En conclusión, si el rendimiento del ciclo es del 38,73%, y en este trabajo se pretende construir una central solar térmica con una potencia eléctrica a la salida de 30 MWe, será por lo tanto necesario que en el intercambiador de calor, la sal entregue al agua circulando por el ciclo Rankine una potencia térmica de:

$$P_t = P_e / \eta_{tot} = 77,5 \text{ MWt} \quad (\text{Ec. 4.12})$$

4.2. INTERCAMBIADOR DE CALOR

Una vez diseñado el ciclo de vapor, se ha deducido satisfactoriamente la potencia térmica que deben intercambiar las sales y el agua en el intercambiador de calor para cumplir con el objetivo de producir 30 MW eléctricos. Con el objetivo de obtener el caudal másico de sal, se definen en primer lugar las propiedades básicas de este fluido (densidad, calor específico, viscosidad y conductividad) en función de la temperatura en grados centígrados, de acuerdo a [21]:

$$\rho = 2090 - 0,636 \cdot T \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (\text{Ec. 4.13})$$

$$c_p = 1443 + 0,172 \cdot T \left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] \quad (\text{Ec. 4.14})$$

$$\mu = 22,713 - 0,12 \cdot T + 2,281 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 1,474 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 \text{ [mPa} \cdot \text{seg]} (\text{Ec. 4.15})$$

$$k = 0,443 + 1,9 \cdot 10^{-4} \cdot T \left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \right] \quad (\text{Ec. 4.16})$$

La expresión que rige la energía intercambiada se corresponde con la ecuación Ec.3.60.; Para el cálculo del calor específico se utiliza una temperatura media aritmética de 415°C entre la entrada (265°C) y la salida (565°C). Finalmente, reorganizando se obtiene que:

$$\dot{m}_{sal} = 170,5 \text{ kg/seg} \quad (\text{Ec. 4.17})$$

De manera similar, es posible calcular el caudal másico de agua en el ciclo de vapor:

$$\dot{m}_{agua} = P_e / w_{neto} = 30 \text{ MW} / 1322,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 22,69 \frac{\text{kg}}{\text{seg}} \quad (\text{Ec. 4.18})$$

4.3. RECEPTOR

Para estudiar la geometría del receptor se ha hecho uso del software MatLab, sobre el que se han diseñado una serie de códigos que representan el lenguaje de programación correspondiente a los cálculos asociados a los procedimientos explicados en la sección 3.2. 'Caracterización y diseño del receptor'.

4.3.1. DISEÑO DE LA GEOMETRÍA DEL RECEPTOR

Este apartado engloba las operaciones detalladas en la sección 3.2.2. 'Diseño del receptor'. El programa utilizado para evaluar y diseñar la geometría del receptor se adjunta en el apéndice B1 para mejor comprensión del lector, que puede dirigirse al mismo para comprobar las operaciones y valores asignados para los distintos parámetros que juegan algún papel significativo a lo largo de los cálculos.

Se fijan en primer lugar los parámetros básicos geométricos que puede ajustar el diseñador, sacados de [37], aparte de las propiedades de la sal a la temperatura máxima (565°C) calculadas a partir de las ecuaciones Ec.4.13-Ec.4.16. El diámetro interior de cada tubo suele medir cerca de dos pulgadas, y el espesor del tubo roza los 2 mm:

Parámetro	Magnitud
Diámetro exterior	5,28 cm
Diámetro interior	5,08 cm
Longitud de los tubos	10 m
Separación entre paneles	10 cm

Tabla 4.2 *Parámetros básicos de la geometría del receptor [5]*

Se asigna un valor inicial a la velocidad de paso por los tubos ($v_{sal} = 0,5 \text{ m/seg}$), de acuerdo a lo explicado en el capítulo anterior. Mientras el diámetro de la torre supere los 10 metros, se irá aumentando progresivamente el valor de la velocidad, generando de esta manera un cálculo iterativo.

Para el cálculo del número de tubos, es necesario calcular de antemano tanto el caudal másico que circula por cada tubo (Ec.3.17) como el gasto másico máximo que puede entrar al mismo (Ec.3.18):

$$\dot{m}_{tubo} = 1,754 \text{ kg/seg} \quad (\text{Ec. 4.19})$$

$$\dot{m}_{max} = 586,9 \text{ kg/seg} \quad (\text{Ec. 4.20})$$

Con lo cual, de acuerdo a la ecuación Ec.3.16 se obtiene un número de tubos por panel igual a:

$$n_{tubos} = 64 \quad (\text{Ec. 4.21})$$

Una vez calculado el número de tubos, es preciso obtener el flujo térmico máximo de radiación que los atraviesa transversalmente. Para ello se obtiene previamente el valor de la resistencia térmica de acuerdo a la expresión Ec.3.27:

$$R = 1,88 \cdot 10^{-4} \text{ K/W} \quad (\text{Ec. 4.22})$$

Si el material elegido es una aleación de acero, la temperatura máxima que puede resistir es de aproximadamente 750°C. Introduciendo estos valores en la ecuación Ec.3.20:

$$q_{max} = 0,98 \text{ MW} \quad (\text{Ec. 4.23})$$

El procedimiento continúa con el cálculo de la variación de temperatura a la que está sometido cada uno de los paneles (Ec.3.27), puesto que al conocerse la máxima variación de temperatura permisible en el receptor (sobre 580°C según [37]), es posible calcular el número de paneles que se necesitan en el receptor (Ec.3.29):

$$\Delta T_{panel} = 140^{\circ}\text{C} \quad (\text{Ec. 4.24})$$

$$n_{paneles} = 8 \quad (\text{Ec. 4.25})$$

Es por lo tanto evidente que el receptor cuenta con un total de 512 tubos. Es importante resaltar que la condición impuesta por la ecuación 3.26 se ha cumplido en todo momento.

Todos los cálculos anteriores se iteran repetidamente para los distintos valores de la velocidad de la sal al paso por los tubos del receptor. Finalmente, es la ecuación Ec.3.30 la que arroja la magnitud del diámetro del receptor:

$$D_{receptor} = 9,71 \text{ m} \quad (\text{Ec. 4.26})$$

Que cumple con el requisito establecido de ser del orden de la longitud de los tubos (un receptor cuadrado facilita la fabricación y transporte del mismo).

4.3.2. PÉRDIDAS TÉRMICAS POR CONVECCIÓN

Dentro de este apartado se evalúan las operaciones contenidas dentro de la sección 3.2.3. 'Pérdidas en el receptor', concretamente las causadas por procesos de convección natural y forzada. Nuevamente se adjunta en el apéndice B2 el programa diseñado en MatLab para la computación de las pérdidas debidas a este fenómeno de transferencia de calor. Se recomienda al lector que siga las explicaciones que se detallan a continuación con un estudio en paralelo del apéndice.

Se empieza por establecer la temperatura media a la que los tubos de acero están expuestos debido al recorrido que la sal realiza por su interior. Se utiliza la Ec.3.33 con el objetivo de

generar un valor medio y representativo de la temperatura del fluido en el circuito del receptor. Introduciendo esta magnitud en la Ec.3.32 se obtiene una temperatura media para los tubos de:

$$T_{tubo} = 644 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (\text{Ec. 4.27})$$

Este valor concuerda con la información extraída de [37], según la cual se requiere que la temperatura media de los tubos no supere el umbral de los 660°C si se quiere evitar la corrosión del material.

Se recomienda al lector que durante la lectura del apéndice repare en la alta importancia del papel que juegan los números de Reynolds, Prandtl, Grashof, Nusselt y Rayleigh a la hora de obtener el coeficiente de transferencia de calor por convección (Ec.3.34), directamente proporcional a la potencia disipada por convección:

$$h = 15,28 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (\text{Ec. 4.28})$$

Ha sido necesario buscar información relativa a las propiedades del aire [40] que rodea al receptor, que se asume tiene una temperatura media de unos 20°C para el día de diseño (valor facilitado por [30]).

Con todo lo anterior, se obtienen las pérdidas totales por convección mediante la Ec.3.44:

$$q_{conv} = 8,11 \text{ MW} \quad (\text{Ec. 4.29})$$

4.3.3. PÉRDIDAS TÉRMICAS POR RADIACIÓN

Se estudian a continuación para el diseño propuesto las pérdidas totales debido al fenómeno de radiación. Este apartado se corresponde con el marco teórico expuesto en la sección 3.2.3. 'Pérdidas en el receptor', en lo referido a pérdidas por radiación. Se procede exactamente como en los casos de estudio anteriores, y se adjunta el código diseñado en MatLab para la cuantificación de las pérdidas dentro del apéndice B3. Nuevamente, se recomienda al lector mantenerlo cerca para facilitar la comprensión.

Se comienza por definir en primer lugar los valores para los factores de forma que se explicaron en las Ecs.3.45, un cálculo trivial teniendo en cuenta que se realiza a través de MatLab.

A continuación, se escriben las ecuaciones de Kirchhoff para cada uno de los nodos de interés (ver fig.3.15), con lo que se obtienen las expresiones Ec.3.49, Ec.3.50 y Ec.3.51. Al quedar tres ecuaciones con tres incógnitas, se trata de un sistema compatible determinado, fácil de solucionar mediante la formulación de una ecuación matricial del tipo $A \cdot x = B$. Puesto que se conocen o se pueden calcular tanto la temperatura como la emisividad de los cuerpos implicados en el cálculo, es posible obtener dos importantes resultados al resolver la ecuación matricial:

Las pérdidas asociadas a fenómenos de transferencia de calor por radiación en cada tubo son:

$$q_{rad,t} = 39,07 \text{ kW} \quad (\text{Ec. 4.30})$$

Con lo cual, conociendo el número total de tubos, las pérdidas globales por radiación se corresponden con un valor de:

$$q_{rad} = 20,0 \text{ MW} \quad (\text{Ec. 4.31})$$

Y finalmente, se ha obtenido también el valor para G , que se trata la radiación que debe concentrarse continuamente sobre el receptor si se desea mantener la generación de una potencia de 30 MWe a la salida de la central.

$$G = 641 \text{ MW} \quad (\text{Ec. 4.32})$$

Conocidas las dimensiones del receptor (se fijó su longitud en 10 metros y se obtuvo el diámetro según la ecuación Ec.4.26) se determina la radiación por unidad de área que se necesita concentrar sobre las paredes del mismo:

$$G'' = G / (\pi \cdot D_{receptor} \cdot L_{receptor}) = 2,1 \text{ MW/m}^2 \quad (\text{Ec. 4.33})$$

4.3.4. PÉRDIDAS DE CARGA

Como colofón al estudio de pérdidas, se propone finalmente un sencillo cálculo que trata la pérdida de carga, o presión, de las sales fundidas en dos escenarios: mientras el fluido circula por los tubos que conforman el cuerpo del receptor, y durante el bombeo desde el tanque de almacenamiento de sales frías hasta lo alto de la torre. La explicación teórica en la que se fundamentan estos cálculos se expuso, como las anteriores, en el apartado 3.2.3. 'Pérdidas en el receptor', en las secciones a pérdidas de carga en el receptor y pérdidas de carga en la torre.

La primera de las pérdidas viene dada por la ecuación Ec.3.53, que exige un cálculo iterativo fácil de llevar a cabo en MatLab. Tras calcular los valores para los parámetros de las pérdidas secundarias con las ecuaciones Ec.3.55, Ec.3.56 y Ec.3.57, se obtiene que desde que las sales entran hasta que salen del receptor, sufren una disminución en la presión de:

$$\Delta p_{rec} = 7,4 \text{ kPa} \quad (\text{Ec. 4.34})$$

La pérdida de carga durante el bombeo se obtiene mediante la aplicación directa de la expresión Ec.3.58, para lo cual habrá sido necesario determinar tanto la altura de la torre (120 metros) como la altura que cada una de las bombas es capaz de impulsar la sal (20 metros, lo que implica una necesidad total de 6 bombas). Se obtiene por lo tanto que:

$$\Delta p_{torre} = 2,15 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 4.35})$$

Y es evidente que durante el proceso de calentamiento en el cual la sal sale del tanque frío a 265°C hasta que sale del receptor a 565°C, la pérdida de carga total viene dada por la suma de las dos anteriores, que es equivalente a utilizar la ecuación Ec.3.59:

$$\Delta p_{total} = 2,16 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 4.36})$$

Nótese cómo la pérdida de presión mientras la sal circula por el receptor es prácticamente despreciable en comparación con la pérdida por bombeo.

4.4. CAMPO DE HELIOSTATOS

La localización elegida para la instalación de la central se indicó en el apartado 3.5: Conil de la Frontera (Cádiz); se ha decidido seleccionar esta ubicación tanto por el buen recurso solar existente en la zona, como por la facilidad para encontrar registros que permitan cuantificar tanto la radiación incidente, las coordenadas geográficas, velocidad media del viento o temperatura media de un día determinado ([30]). Como ya se mostró en la fig.3.27, la radiación para el día de diseño (15 de abril) tiene una forma acampanada, con el máximo coincidiendo con las horas centrales del día, hecho que determina que la hora para la cual se hace el diseño sean las 12 pm.

Una vez conocidos estos parámetros básicos de diseño (incluyendo las dimensiones básicas del receptor, calculadas previamente), es necesario considerar el modelo de radiación propuesto con anterioridad. En el apartado 3.5 se adjuntó una tabla con los valores de radiación por unidad de área correspondientes al día de diseño; en lo que a la caracterización del campo de heliostatos respecta, basta con conocer la radiación incidente a las 12 pm (793 W/m^2 , que además, es la máxima para este día de abril) y el número de horas superando el umbral límite (un total de nueve, desde las ocho de la mañana hasta las cuatro de la tarde).

Los últimos parámetros a concretar antes de comenzar con el diseño son el radio inicial del primer anillo de heliostatos (12 metros en este trabajo), y los coeficientes asociados a la pérdida de eficiencia de los heliostatos a la hora de reflejar la radiación solar, detallados en el apartado 3.4.1 y obtenidos de [37]:

$$\eta_{\text{sombreado}} = 0,95$$

$$\eta_{\text{apuntamiento}} = 0,9$$

$$\eta_{\text{suciedad}} = 0,95$$

(Ecs. 4.37)

Por lo tanto, el procedimiento a seguir es el siguiente: con la ayuda del software MatLab, se procede a diseñar un programa de tal forma que mientras que la radiación reflejada por los heliostatos sobre el receptor sea menor que la necesitada para producir la potencia deseada a la salida de la central (Ec.4.33), se añade un anillo concéntrico adicional de heliostatos. No obstante, este nuevo anillo debe cumplir los requisitos expuestos en las ecuaciones Ec.3.61 y Ec.3.62, con el objetivo de garantizar la máxima eficiencia de funcionamiento.

Para llevar a cabo los cálculos, se hace uso de las expresiones relativas a los ángulos solares, incluidas en la sección 3.4.2: los más relevantes para el cálculo son la declinación solar (Ec.3.64); el ángulo horario (Ec.3.65); el ángulo de altitud solar (Ec.3.66) y el azimutal (Ec.3.69). Es necesario también hallar la forma de obtener el ángulo de altitud solar de torre (que es igual para todos los heliostatos del mismo anillo) y el ángulo azimutal de torre (característico para cada heliostato).

La expresión que combina todos los anteriores es la Ec.3.73: el cálculo del coseno de theta, fundamental a la hora de calcular la radiación que cada heliostato refleja.

El diseño del programa en MatLab supone un trabajo laborioso; se adjunta el mismo, explicado con alto grado de detalle para facilitar la comprensión del lector en el apéndice B4.

Los principales resultados derivados de lo anterior son los siguientes:

$$\text{Número de anillos} = 45 \quad (\text{Ec. 4.38})$$

$$\text{Número de heliostatos} = 4268 \quad (\text{Ec. 4.39})$$

$$\text{Radio del último anillo} = 995,4 \text{ metros} \quad (\text{Ec. 4.40})$$

$$\text{Superficie del campo de heliostatos} = 311 \text{ ha} \quad (\text{Ec. 4.41})$$

Es interesante analizar en la tabla 4.3 cómo va evolucionando el número de heliostatos por anillo (NHA) conforme la distancia a la torre va creciendo:

Anillo (n)	NHA	Anillo (n)	NHA
1	3	24	97
2	10	25	101
3	16	26	105
4	22	27	109
5	29	28	113
6	35	29	117
7	42	30	121
8	48	31	125
9	55	32	129
10	62	33	133
11	44	34	137
12	48	35	141
13	52	36	145
14	56	37	149
15	60	38	153
16	64	39	157
17	68	40	161
18	72	41	165
19	76	42	169
20	81	43	173
21	85	44	177
22	89	45	181
23	93	Total	4268 heliostatos

Tabla 4.3 Número de heliostatos en cada anillo

Presentados los datos así, podría parecer que siempre que se añade un anillo adicional, el número de heliostatos en tal anillo será mayor que los existentes en el inmediatamente anterior. No obstante, mediante el estudio del siguiente gráfico, el lector puede reparar en que lo anterior no es correcto, puesto que existe una discontinuidad o salto a partir del anillo número 11:

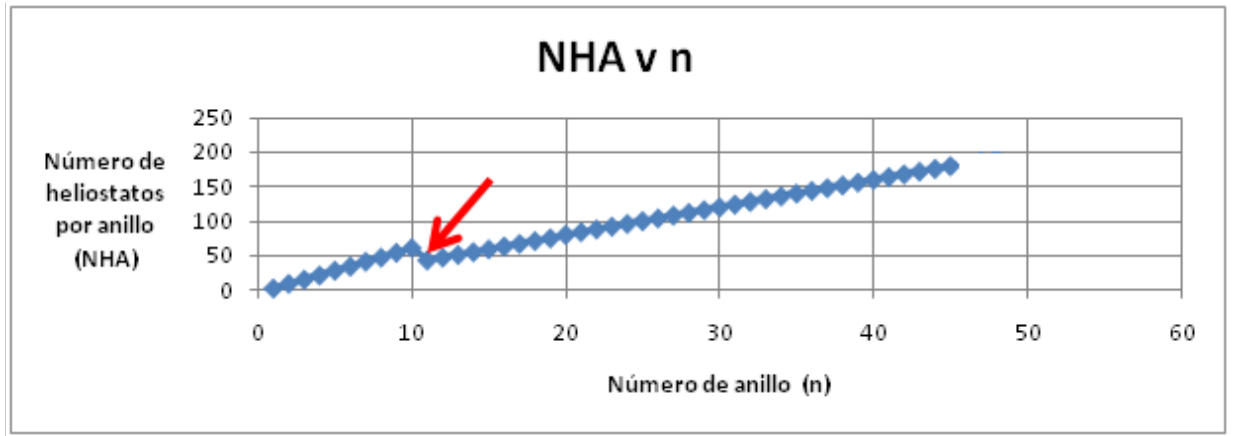


Fig.4.3 *NHA frente a número de anillo [5]*

Este hecho se explica fácilmente a partir de la premisa que se impuso en el apartado 3.4.1: los diez primeros anillos mantenían una distancia constante entre heliostatos contiguos; a partir del undécimo, esta distancia proporcionalmente al número de anillos. Ocurre que al llegar al anillo número once, la expresión para NHA (Ec.3.63) genera un valor para este parámetro menor que el que arrojaba para el décimo anillo de heliostatos.

Finalmente, se propone la siguiente cuestión: ¿cómo afecta a la radiación que cada heliostato refleja la posición del mismo en el anillo? Un análisis en profundidad, para un anillo cualquiera, de la relación entre el ángulo azimutal de torre (que determina la posición de cada heliostato dentro del anillo) y la radiación que cada heliostato refleja sobre el receptor, muestra el siguiente resultado (fig.4.4):

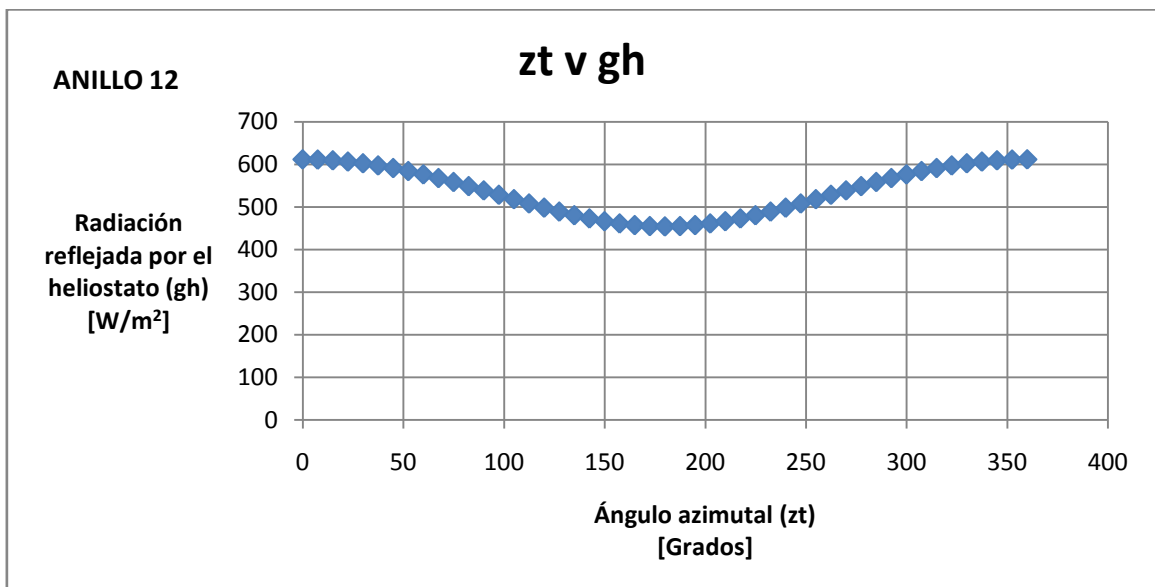


Fig.4.4 *Radiación reflejada por heliostato frente a ángulo azimutal de torre [5]*

Si se tiene en cuenta que a la hora de realizar el diseño se ha determinado que la posición inicial del primer heliostato del anillo ($zt=0$) sea el este, sobre la línea que recorre la ubicación de oeste a este, el anterior gráfico muestra que para el día (15 de abril, ya pasado el

equinoccio de primavera, lo que implica un mayor número de horas de luz) y la hora de diseño (las 12 pm, cuando el Sol se encuentra en lo más alto y teóricamente a medio camino entre este y oeste), son los heliostatos situados al este de la torre los que reflejan la radiación máxima; por el contrario, los situados al oeste son los que menos eficiencia muestran.

4.5. SISTEMA DE ALMACENAMIENTO

Para el adecuado dimensionamiento del sistema de almacenamiento de sales, se va a continuar el procedimiento explicado en el apartado 3.6. 'Caracterización y diseño del sistema de acumulación de calor'.

Los principales resultados obtenidos son los siguientes:

Trabajando durante 9 horas, la energía que debe almacenarse el tanque de sales calientes para garantizar el funcionamiento las 15 horas restantes del día se obtiene a partir de la Ec.3.77:

$$E_{tanque} = 1162 \text{ MWh} \quad (\text{Ec. 4.42})$$

Lo que implica disponer una masa de sal como la que se calcula según la Ec.3.78:

$$m_{sal} = 9,0 \text{ Tm} \quad (\text{Ec. 4.43})$$

Conocida la densidad de la sal, y admitiendo un sobredimensionamiento del 30%, el volumen de cada uno de los dos tanques, de acuerdo a la Ec.3.79, debe equivaler a:

$$V_{tanque} = 6800 \text{ m}^3 \quad (\text{Ec. 4.44})$$

Y finalmente, con el objetivo de reducir al máximo la superficie externa del tanque para disminuir todo lo posible las pérdidas por disipación de calor hacia el medio ambiente, la geometría cilíndrica más adecuada se obtiene mediante el desarrollo del proceso de optimización expuesto en la sección 3.6:

$$\begin{aligned} r_{cilindro} &= 10,27 \text{ m} \\ h_{cilindro} &= 20,53 \text{ m} \end{aligned} \quad (\text{Ecs. 4.45})$$

4.6. APOYO DE GAS NATURAL

Existe la posibilidad de que, durante los meses con menos radiación solar incidente, la suma de la energía generada durante las horas de funcionamiento de la central termosolar más la aportada por el sistema de almacenamiento de sales no alcance para mantener la producción de energía eléctrica durante las 24 horas que contempla este trabajo. En tales casos, se contempla la opción de instalar una caldera de gas natural que pueda aportar, mediante su combustión, la energía necesaria hasta completar la producción diaria ininterrumpida.

Se muestra a continuación el procedimiento de cálculo tanto de las horas necesarias de apoyo de gas natural como de la energía necesaria para el mes de diseño (abril), que puede hacerse igualmente extensible para el resto de meses del año.

Si la central está pensada para producir durante 24 horas, será necesario un aporte diario de energía térmica al ciclo de Rankine equivalente a:

$$E_{térmica} = 24 \cdot P_{eléctrica} / \eta_{ciclo} = 24 \cdot 30 / 0,3873 = 1859 \text{ MWh} \quad (\text{Ec. 4.46})$$

El receptor diseñado en el apartado 4.3 tenía capacidad para recibir 641 MW; a lo largo de las 9 horas que durante el día de diseño de abril se superan los 250 W/m², esto implica una energía captada de:

$$E_{captada} = 641 \cdot 9 = 5769 \text{ MWh} \quad (\text{Ec. 4.47})$$

No obstante, no toda la energía que se refleja sobre el receptor pasa a las sales; existe un factor η_{rec} , resuelto en la Ec.4.53, que determina qué porcentaje de la anterior energía pasa a las sales:

$$E_{sal} = E_{captada} \cdot \eta_{rec} = 1859 \text{ MWh} \quad (\text{Ec. 4.48})$$

Durante las 9 horas de funcionamiento, se producen directamente un total de:

$$E_{directa} = 9 \cdot P_{eléctrica} / \eta_{ciclo} = 697 \text{ MWh} \quad (\text{Ec. 4.49})$$

El resto de la energía captada pasa a ser almacenada en el tanque de sales calientes:

$$E_{almacenada} = E_{captada} - E_{directa} = 1162 \text{ MWh} \quad (\text{Ec. 4.50})$$

Esta energía permite mantener la producción eléctrica durante las siguientes horas:

$$h_{almacenamiento} = \frac{E_{almacenada}}{P_{eléctrica} / \eta_{ciclo}} = 15 \text{ horas} \quad (\text{Ec. 4.51})$$

Que coincide con lo diseñado para el mes de abril: 9 horas de funcionamiento directo y 15 horas de funcionamiento por energía almacenada, lo que implica que no es necesario aportar gas natural durante este mes.

Para el resto de los meses el procedimiento es similar; durante aquellos en los que se supera la radiación mínima durante más de 9 horas se procede a desenfocar heliostatos para evitar sobrecalentamientos que puedan dañar las instalaciones.

En la tabla 4.4 se muestran las horas durante las que la radiación solar incidente superar el umbral mínimo en el día representativo de cada mes del año, así como la energía generada directamente, la aportada por las sales, y la que genera la combustión del gas natural (calculada como la resta de la energía necesaria menos la energía captada).

Mes	Nº horas sobre 250 W/m ²	Energía necesaria MWh	Energía captada MWh	Energía directa MWh	Energía almacenada MWh	Energía gas natural MWh	Horas directas	Horas sal	Horas gas natural
Enero	5	1859	1033	387	645	826	5	8,33	10,67
Febrero	7	1859	1446	542	903	413	7	11,66	5,34
Marzo	9	1859	1859	697	1162	0	9	15	0
Abril	9	1859	1859	697	1162	0	9	15	0
Mayo	11	1859	2272	852	1420 (*)	0	11	15	0
Junio	11	1859	2272	852	1420 (*)	0	11	15	0
Julio	11	1859	2272	852	1420 (*)	0	11	15	0
Agosto	9	1859	1859	697	1162	0	9	15	0
Septiembre	9	1859	1859	697	1162	0	9	15	0
Octubre	7	1859	1446	542	903	413	7	11,66	5,34
Noviembre	5	1859	1033	387	645	826	5	8,33	10,67
Diciembre	5	1859	1033	387	645	826	5	8,33	10,67

Tabla 4.4 *Análisis producción energética del día representativo de cada mes*

Es interesante notar cómo sólo se requiere apoyo de gas natural durante los meses más fríos del año, esto es, desde octubre hasta febrero. El resto del año, la central es capaz de mantenerse funcionando únicamente gracias a la energía que capta el receptor desde el campo de heliostatos, ya sea enviándola directamente al ciclo de Rankine o almacenándola en el tanque de sales calientes para su uso posterior.

(*) En realidad, la energía almacenada en los meses de mayo, junio y julio no es de 1420 MWh; ésta energía es de hecho la que se podría llegar a almacenar en caso de disponer de un tanque de sales dimensionado para cualquiera de estos meses, lo que no sería óptimo económicamente. El diseño llevado a cabo en la sección 4.5 dio lugar a un tanque con un almacenamiento máximo de 1162 MWh.

Teniendo en cuenta el número de días de cada mes, los balances de energía generada y consumida anualmente quedan como:

Parámetro	Magnitud
Energía térmica generada [GWh]	678,535
Energía eléctrica generada [GWh]	262,8
Energía generada por radiación directa [GWh]	223,945
Horas generación por radiación directa	2891
Energía generada por almacenamiento [GWh]	354,23
Horas generación por almacenamiento	4618,3
Energía generada por gas natural [GWh]	100,36
Horas generación por gas natural	1250,7

Tabla 4.5 *Balances energéticos anuales*

El gráfico anualizado de horas (y consecuentemente de energía) respecto a la fuente de generación queda de la siguiente manera:

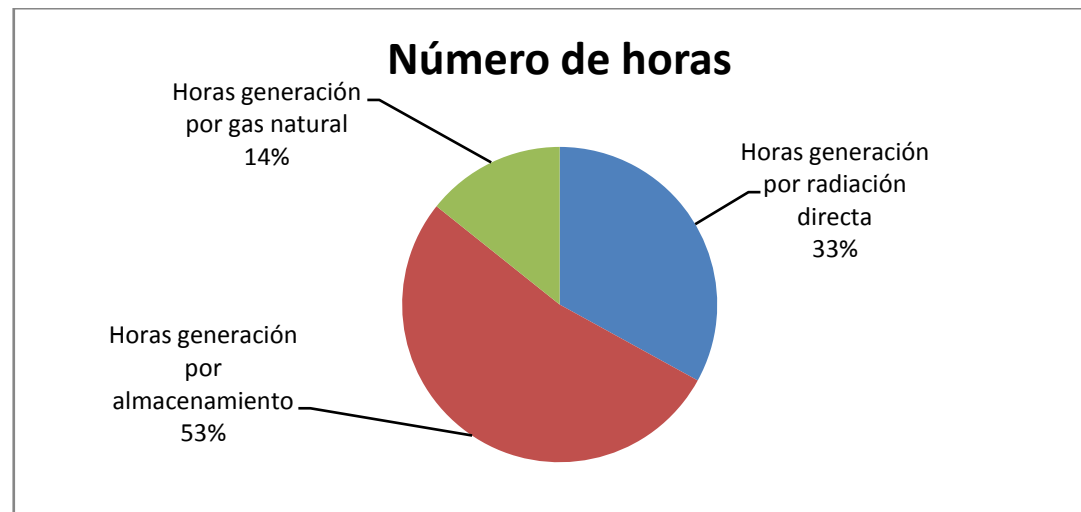


Fig.4.5 *Horas diarias de funcionamiento por fuente de energía [5]*

Mediante la observación de la siguiente figura, el lector puede formarse una mejor idea acerca de las horas diarias en las que en cada mes la central funciona bien por radiación solar directa, bien por la energía debida al almacenamiento de sales fundidas, o bien por el aporte de gas natural:

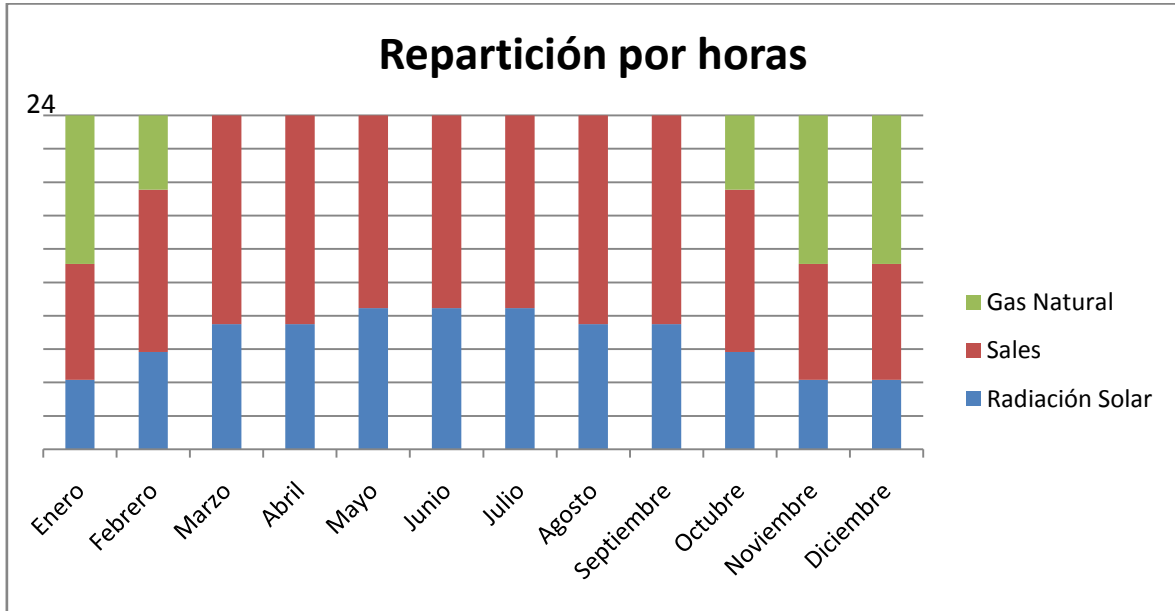


Fig.4.6 Horas diarias de funcionamiento por fuente de energía [5]

Conviene no confundir las dos últimas figuras (fig.4.5 y fig.4.6). La primera hace referencia al número de horas anuales de generación por cada tecnología; en el segundo, la repartición de horas corresponde al día representativo de cada mes del año. De la misma manera, la tabla 4.4 analiza el día de cada mes, y la tabla 4.5 representa datos anualizados.

4.7. EVALUACIÓN DEL DISEÑO Y CARACTERIZACIÓN

Finalmente, se calculan a modo de conclusión de este capítulo los indicadores de eficiencia de las diferentes partes de las que consta la central diseñada. El marco teórico se introdujo en la sección 3.7.

EFICIENCIA DEL CICLO DE VAPOR

De acuerdo a la ecuación 3.84:

$$\eta_{cv} = 30/77,5 = 0,3873 = 38,73\% \quad (\text{Ec. 4.52})$$

Exactamente igual que lo obtenido en la Ec.4.11, como era de esperar.

EFICIENCIA DEL RECEPTOR

Método de cálculo según Ec.3.85:

$$\eta_{rec} = 77,5 \cdot 24/(641 \cdot 9) = 0,322 = 32,2\% \quad (\text{Ec. 4.53})$$

EFICIENCIA DEL CAMPO DE HELIOSTATOS

Siguiendo la expresión Ec.3.86:

$$\eta_{ch} = 641 \cdot 10^6 / (\pi \cdot 995,4^2 \cdot 793) = 0,2596 = 25,96\% \quad (\text{Ec. 4.54})$$

EFICIENCIA INTERMEDIA

Se ha de utilizar la Ec.3.87:

$$\eta_i = 30/641 = 0,0468 = 4,68\% \quad (\text{Ec. 4.55})$$

Este es un resultado muy importante: puesto que la eficiencia intermedia supera la barrera del 3%, es más rentable la construcción de una central solar térmica que un parque fotovoltaico a igualdad de condiciones.

EFICIENCIA TOTAL

Y finalmente, de acuerdo a la Ec.3.88:

$$\eta_{tot} = 30 \cdot 10^6 / (\pi \cdot 995,4^2 \cdot 793) = 0,012 = 1,2\% \quad (\text{Ec. 4.56})$$

Lo que arroja un resultado esperable, del orden del 1%, como se predijo en la sección 3.7. El motivo de un indicador tan bajo se debe principalmente al progresivo aumento de la distancia entre anillos de heliostatos conforme crece la distancia a la torre central, lo que implica que mucha de la radiación incidente lo hace sobre el suelo en vez de sobre un heliostato.

CAPÍTULO 5: ANÁLISIS ECONÓMICO

En el presente capítulo se desglosarán los gastos asociados a la inversión inicial a llevar a cabo para poner en funcionamiento la planta, analizando por separado los costes de cada una de las partes que conforman la central; también se estudiarán los costes derivados de la explotación de la planta termosolar y los ingresos que genera a lo largo de su tiempo de vida.

A continuación se mostrará con la herramienta Microsoft Project un diagrama de Gantt relativo a los tiempos estimados de realización del Trabajo Final de Grado. Con todo lo anterior, se procederá a realizar un estudio económico-financiero que informe de la rentabilidad asociada a embarcarse en un trabajo de esta envergadura, el riesgo que supone y la tasa de retorno del mismo. Para finalizar este capítulo, se incluye el coste asociado a la realización del informe del trabajo.

5.1. INTRODUCCIÓN

Se presenta a continuación en la figura 5.1 el esquema a seguir a lo largo del capítulo:

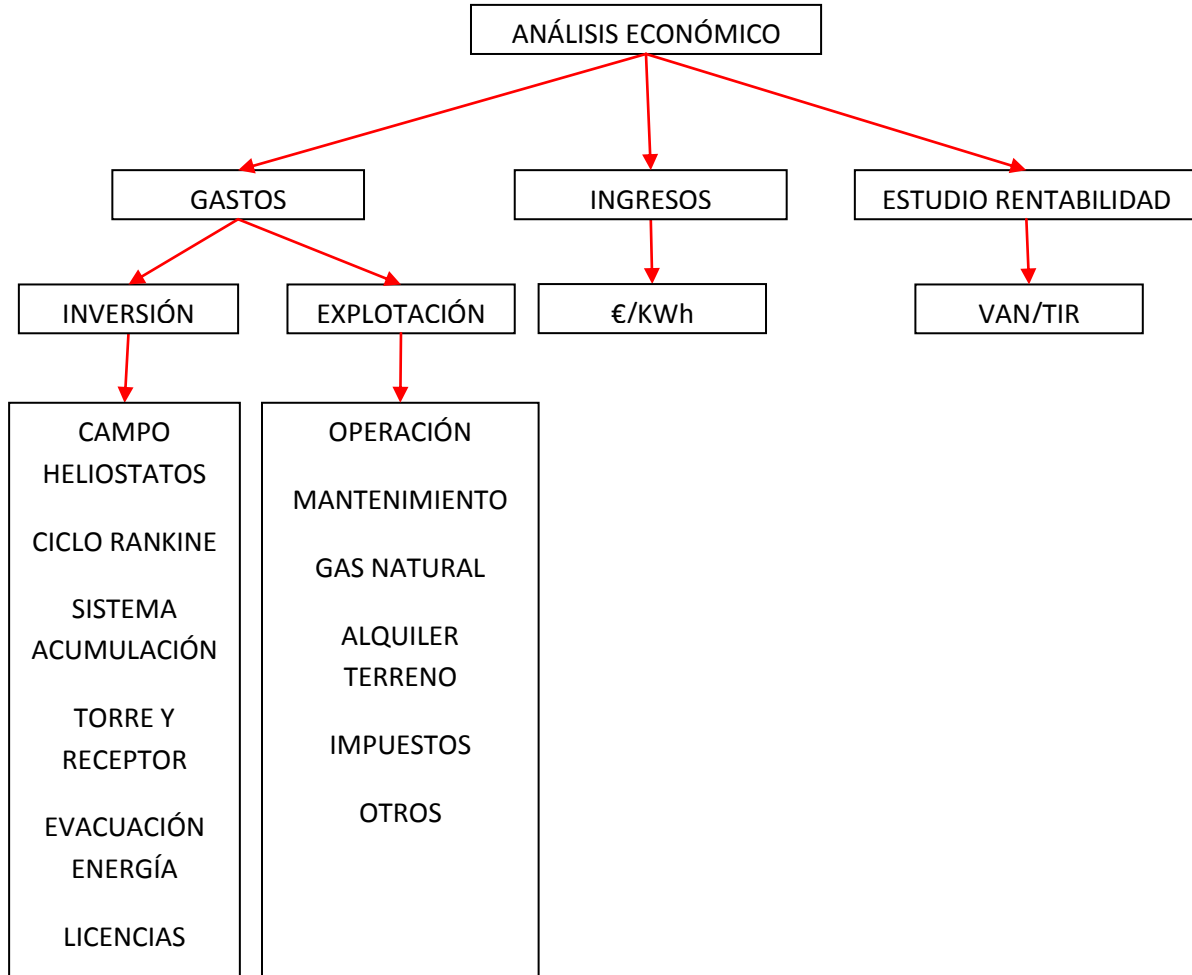


Fig.5.1 Esquema análisis económico [5]

Para el estudio económico que se propone más adelante, son relevantes los siguientes parámetros, por lo que conviene definirlos con anterioridad de acuerdo a [41]:

VALOR ACTUAL NETO (VAN)

Este indicador es el criterio de rentabilidad más importante. Representa el valor del proyecto en dinero presente (en el momento de embarcarse en el proyecto). Para un inversor resultaría indiferente acometer el proyecto o cobrar el VAN en el momento inicial. Si el VAN es mayor que cero, implica que el proyecto es rentable (se van a obtener beneficios). La expresión matemática para este parámetro es la siguiente:

$$VAN = -I_0 + \sum_{n=1}^t \frac{Q_n}{(1+k)^n}$$

(Ec. 5.1)

Donde Q_n es el flujo de caja en el periodo n ; el parámetro k es la tasa de descuento (la retribución que se espera del capital, teniendo en cuenta riesgo del proyecto e inflación); y finalmente I_0 es la inversión inicial, en negativo por tratarse de un pago.

TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)

Es el valor de k (tasa de descuento) que hace el VAN igual a cero. Es un complemento muy fiable para el VAN: la mayor TIR corresponde a la mejor rentabilidad. Es un indicador relativo, esto es, informa de la rentabilidad de un proyecto en comparación con la inversión del mismo capital en otro proyecto sin riesgo. Por lo tanto, puede darse el caso de que un TIR mayor que cero no implique una inversión atractiva si se da el caso de que éste es inferior a la tasa de rentabilidad del mercado. En tal caso, es mejor no acometer el proyecto e invertir el dinero en otros mercados que lleven asociado un menor riesgo.

PERIODO DE RECUPERACIÓN

Es el tiempo necesario para recuperar la inversión inicial (esto es, cuando el flujo de caja equivale a cero). Su mayor inconveniente es que no aporta información sobre la rentabilidad de un proyecto, por lo que sólo se considera interesante si va acompañado del VAN o el TIR.

TIEMPO DE AMORTIZACIÓN

A lo largo de los años en los que se utilizan los bienes materiales e inmateriales adquiridos al inicio del proyecto, van sufriendo una depreciación anual; esto significa que, de querer venderlos nuevamente pasados unos años, no se volverá a obtener el mismo precio de mercado al que se adquirieron. Además, a la hora de realizar el estudio económico, se deben repartir linealmente los gastos de inversión a lo largo del tiempo establecido de amortización (en este proyecto, 25 años).

VIDA ÚTIL DE LA PLANTA

Este parámetro es el periodo para el que se estima que la central funcione ininterrumpidamente hasta su cierre final. Normalmente se impone una vida útil de 40 años, aunque realmente lo que ocurre tras un periodo tan largo es que la tecnología queda obsoleta y muchos de los bienes en los que se ha invertido se transfieren a otras plantas similares para continuar su aprovechamiento. En caso de existir un valor residual al final del tiempo marcado, se contabilizará como un cobro.

INFLACIÓN

Se trata del incremento en el precio de los bienes y servicios a lo largo del tiempo. Será necesario tenerlo en cuenta a la hora de determinar cómo aumentarán los salarios de los trabajadores, el precio del KWh o el del gas natural a lo largo del tiempo de funcionamiento de la planta. Para este Trabajo Final de Grado, se toma un índice fijo del 3% anual.

5.2. ANÁLISIS DE COSTES

5.2.1. GASTOS DE INVERSIÓN

Bajo este concepto pueden incluirse los siguientes costes:

INVERSIÓN EN EL CAMPO DE HELIOSTATOS

Normalmente, esta inversión representa aproximadamente el 40-50% del total del proyecto debido al alto precio del conjunto de piezas que conforman el heliostato: los propios espejos, los motores que permiten el seguimiento del movimiento del Sol y sus controles electrónicos y algoritmos de los que reciben la información, la estructura en forma de pedestal que soporta el peso de los espejos, así como los costes indirectos derivados del transporte e implantación de los pedestales tras la pertinente obra civil (cimentación, movimiento de tierras, instalación de facilidades de limpieza de los reflectores, cableado, montaje y pruebas), aparte de los gastos asignados a la compra del terreno.

De acuerdo a [43], la compra de un heliostatos de 100 m² al por mayor puede rondar los 34.000€ (incluyendo todos los gastos anteriormente mencionados). Puesto que el campo de heliostatos diseñado cuenta con 4268 unidades, esto supone un coste de 145 millones de euros. La distribución de los costes para un heliostato sería como sigue:

Elemento	Coste porcentual	Coste para un heliostato [€]	Coste total [€]
Motores de seguimiento en dos ejes	30%	10.200	43.533.600
Espejos	30%	10.200	43.533.600
Estructura de soporte	15%	5.100	21.766.800
Obra civil	25%	8.500	36.278.000
			145.000.000

Tabla 5.1 Coste de los elementos del campo de heliostatos [5]

En el siguiente gráfico circular (fig.5.2) se muestra un desglose más detallado:

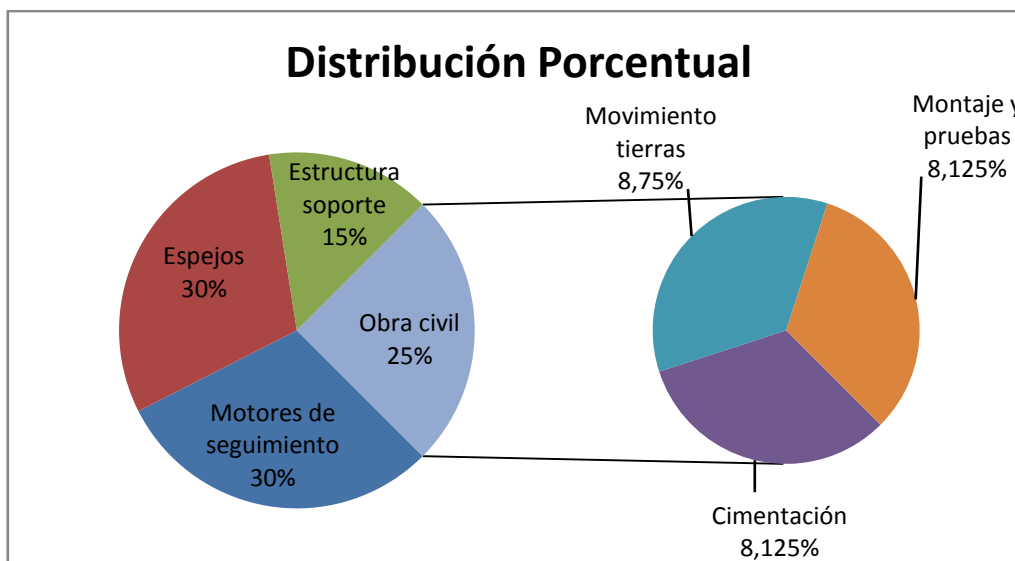


Fig.5.2 Distribución porcentual de los costes de un heliostato [5]

En concepto de compra de las 311 hectáreas al ayuntamiento correspondiente, se abonará inicialmente un cheque por valor de 3 millones de euros [44].

CICLO DE VAPOR DE RANKINE

Deben incluirse en este apartado los costes asociados los equipos que conforman el ciclo (bomba, turbina, evacuación del calor residual, tuberías), así como la obra civil pertinente (incluyendo montaje y pruebas). De acuerdo a [42], los costes asociados a la isla de potencia rondan los 750€ por kW eléctrico instalado. Puesto que la central diseñada cuenta con 30000 kWe, esto supone una inversión inicial de 22,5 millones de euros, de los cuales el 25% corresponde a la obra civil y el resto, a la compra de la maquinaria necesaria. En la tabla 5.2 y figura 5.3 se resume lo anterior:

Elemento	Coste porcentual	Coste total [€]
Equipos mecánicos y eléctricos	75%	16.875.000
Obra civil	25%	5.625.000
		22.500.000

Tabla 5.2 Coste del ciclo Rankine [5]

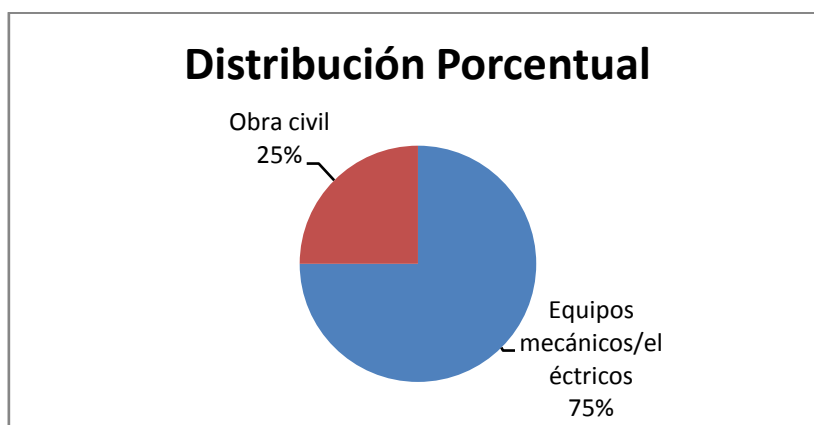


Fig.5.3 Distribución porcentual de los costes del ciclo Rankine [5]

SISTEMA DE ACUMULACIÓN DE CALOR

Las tres principales inversiones asociadas al sistema de acumulación son los tanques (que incluyen calentadores en su interior para mantener la sal a la temperatura adecuada), las sales y la obra civil. No obstante, se incluye en este apartado también el coste del intercambiador de calor entre las sales y el agua del ciclo de vapor.

Nuevamente de acuerdo a [42], se puede estimar el valor de los tanques a razón de 14€ por kWh térmico almacenado. El diseño de este proyecto proyectó un tanque con capacidad de almacenar energía térmica por valor de 1162 MWh, lo que supone unos costes de 16,27 millones de euros por tanque (32,54 millones por los dos tanques). Respecto a las sales fundidas, el precio ronda los 6 millones de euros por tonelada másica; como este diseño

calculó un total de 9 toneladas de sales fundidas, el precio ascenderá hasta los 54 millones de euros. El resto puede desglosarse como sigue en la tabla 5.3:

Elemento	Coste porcentual	Coste total [€]
Tanques	34,42%	32.540.000
Sales	57,12%	54.000.000
Obra civil	4,23%	4.000.000
Intercambiador de calor	4,23%	4.000.000
		94.540.000

Tabla 5.3 Coste del almacenamiento térmico [5]

El reparto porcentual queda como muestra la figura 5.4:

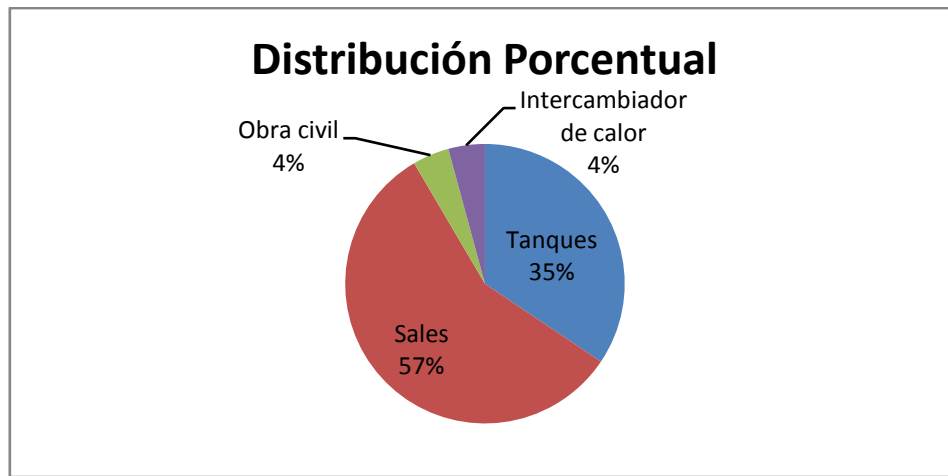


Fig.5.4 Distribución porcentual de los costes de almacenamiento térmico [5]

TORRE CENTRAL Y RECEPTOR

Para estimar el coste de inversión asignado a la torre central del parque solar, se acude a la fuente [42], que relaciona el coste de la torre con su altura de la siguiente manera:

$$C_{torre} = 410000 \cdot e^{0,0109 \cdot h_{torre}} \quad (\text{Ec. 5.2})$$

Puesto que la altura de la torre es de 120 metros, el coste de construcción de la misma asciende a 1.516.500 euros.

Por otro lado, para estimar el coste del receptor se han estudiado los costes del elemento semejante instalado en las centrales termosolares de torre central ya construidas, como Solar One, Solar Two, Solar Three, PS10 o P20. El precio estimado para el receptor de este proyecto es de 46 millones de euros.

EVACUACIÓN DE LA ELECTRICIDAD

Será necesaria la instalación de facilidades de evacuación de la energía eléctrica a la salida de la central, capaz de acometer la electricidad generada a la red. Se supone en este proyecto que es el promotor de la central el encargado de comprar el generador acoplado a la turbina, el

transformador de elevación de tensión al voltaje de red, y la instalación de la línea aérea (tendido de cable, cimentación de los apoyos) hasta la subestación más cercana a la central.

El alternador más adecuado para este tipo de centrales térmicas debe ser un turbogenerador, normalmente con un factor de potencia $\cos\phi=0,85$ y dos polos (por tanto capaz de girar a velocidades del orden de las 3000 rpm). La tensión nominal de salida de la planta termosolar diseñada ronda los 7 KV, y puesto que la potencia nominal de la central es de 30 MWe, a la hora de comprar el generador deberá buscarse en el catálogo uno capaz de soportar sin problema potencias aparentes de 40 MVA.

En lo referente al transformador, la disposición que se sigue en centrales térmicas convencionales de similares prestaciones es la colocación de dos unidades iguales en paralelo, de modo que cada una se encargue del 50% de la potencia generada, y en caso de fallo de uno de ellos, el otro pueda hacerse cargo del 100% de la energía sin sufrir una sobrecarga demasiado acentuada y al mismo tiempo impedir cortes de suministro. Cada transformador de potencia contará con 25 MVA de potencia nominal, y serán capaces de elevar la tensión de generación hasta los 45 KV de tensión nominal de la línea aérea, que conectará la planta termosolar con la subestación eléctrica más cercana. Tras contactar con la empresa suministradora [48], ésta ofrece dos posibilidades: transformador ONAN (refrigeración a través de aire natural) y ONAF (aire forzado). La tabla comparativa es la siguiente:

Tipo	MVA	Tensión CC [%]	Pérdidas en carga [kW]	Volumen [m ³]	Peso total [ton]	Peso aceite [ton]	Precio [€]
ONAN	25	12	215	140,5	65	17	453.500
ONAF	25	12	215	140,5	65	17	477.000

Tabla 5.5 Comparativa transformadores ONAN/ONAF [48]+[5]

Se asume razonable un gasto de 4 millones de euros por la compra, instalación y pruebas de la instalación eléctrica de evacuación.

Elemento	Características
Alternador	40 MVA · $\cos\phi=0.85$ · 2 polos · 7 KV
2 x Transformador de potencia	25 MVA · 6/45KV
Tendido aéreo	45 KV

Tabla 5.6 Elementos principales de la instalación eléctrica [5]

LICENCIAS Y OTROS

Finalmente, deben considerarse también dentro de la inversión inicial el coste de las licencias y permisos necesarios para empezar a ejecutar trabajos en campo, llevar a cabo posibles demolición de edificios, cambios de estructura de los terrenos adyacentes y similares.

El problema de las licencias, aparte de su precio (se estiman 10 millones de euros), es el tiempo que lleva la tramitación de las mismas. Para dar un aspecto más real al Trabajo Final de Grado, también se asume que será necesario pedir un préstamo al banco (presentando el aval correspondiente).

En conclusión, la repartición de los gastos de inversión iniciales de la planta se recoge en la tabla 5.7:

Sección	Coste porcentual	Coste total [€]
Campo de heliostatos	44%	145.000.000
Compra del terreno	1%	3.000.000
Ciclo Rankine	7%	22.500.000
Sistema de acumulación	29%	94.540.000
Torre y receptor	15%	47.516.500
Evacuación eléctrica	1%	4.000.000
Permisos/Otros	3%	10.000.000
		326.556.500

Tabla 5.7 Coste total de la central [5]

La inversión inicial asciende a los 326,5 millones de euros. Se observa que, efectivamente, los costes de inversión asociados al campo de heliostatos dan cuenta de casi la mitad de la inversión total, seguidos en segunda posición por el sistema de acumulación de calor (ver figura 5.5):

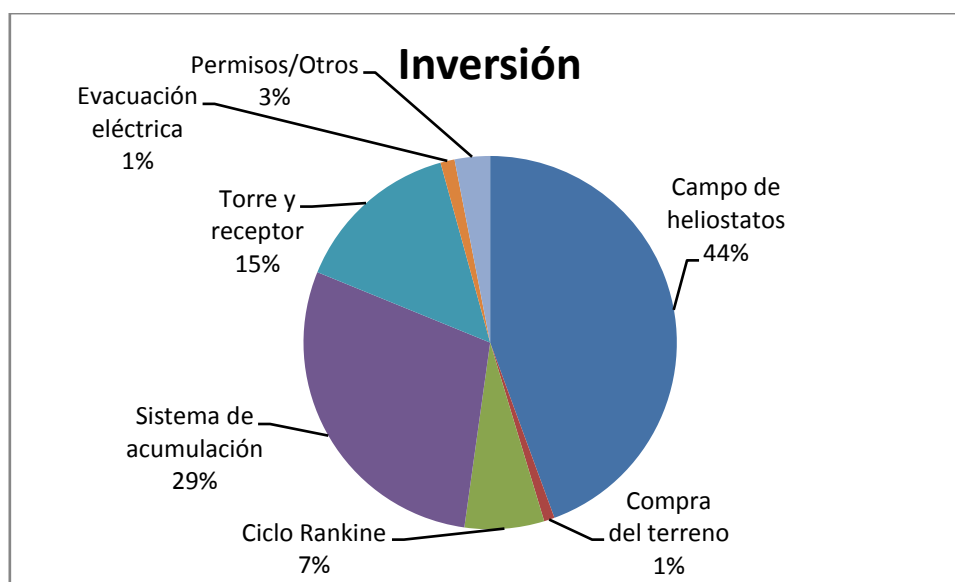


Fig.5.5 Distribución porcentual de la inversión inicial de la central [5]

5.2.2. GASTOS DE EXPLOTACIÓN

Se entiende por gastos de explotación todos aquellos derivados de las actividades de explotación de la central, tales como:

- Gestión de la central y pago de los salarios de los trabajadores: durante los dos primeros años de construcción y acondicionamiento, se contrata a 650 trabajadores con un sueldo anual de 25.000€. A partir de la puesta en marcha de la central, sólo es necesario contar con 85 empleados, a razón de 45.000 € brutos anuales. Con el objetivo de generar un escenario más real si cabe, se congelarán los sueldos de todos los empleados hasta el tercer año, inclusive, de funcionamiento de la central, cuando

se supone que la crisis económica ya ha amainado. A partir de entonces, se aplica un aumento anual de acuerdo al índice de inflación adecuado (3%).

- Mantenimiento, en concepto de prevención y reparación de daños, luz, teléfono, agua, limpieza y servicios auxiliares de la central. Mención aparte merece la reposición periódica de las sales, que sufren un deterioro considerable por las altas temperaturas; es necesario reemplazar un cierto porcentaje de sales degradadas cada cierto periodo de tiempo, en este caso, anualmente.
- Impuestos: se considerarán únicamente el IBI (Impuesto de Bienes Inmuebles), que para las instalaciones de generación de energía eléctrica corresponde al 0,6%, y una tasa del 17% a pagar al estado.
- Debido al riesgo que supone embarcarse en un proyecto de esta envergadura, se contrata un seguro por valor del 2,5% de la inversión inicial.
- Pago de intereses al banco. Se pide un crédito del 85% del total de la inversión inicial, a devolver en 15 años con unos intereses del 8,75%. Del 15% restante se dispone en el momento del comienzo del proyecto.
- Amortización de la inversión inicial, a realizar en un periodo de 25 años. Se divide el pago por inversión en cantidades iguales a pagar durante este periodo.
- Finalmente, es necesario incluir el gasto en gas natural. De acuerdo a lo analizado en el capítulo 4.6, la caldera de gas natural funciona durante 1250,7 horas a lo largo del año, produciendo una energía total de 100,36 GWh. El precio de esta materia prima, tras contactar telefónicamente con [46], es de 79,15€ de término fijo por mes, y un término variable de 4,9847 c€/KWh consumido. Cada año se incluirá un aumento del 3% por inflación.

Se resume lo anterior en la tabla 5.8:

Concepto	Cantidad anual
Salarios	16.250.000€ los dos primeros años 3.825.000€ los tres años siguientes Aumento del 3% en adelante
Mantenimiento	13.000.000€ + 3% anual
Impuestos	17,6%
Seguro	8.163.913€
Intereses Banco	$0,85 \cdot 326.556.500 \cdot 1,0875 / 15$ 20.124.044€ durante 15 años
Amortización	$326.556.500 / 25 = 13.062.260€$ Durante 25 años
Gas Natural	$79,15 \cdot 12 + 0,049847 \cdot \text{kWh} + 3\% \text{ anual}$

Tabla 5.8 Gastos de explotación de la central [5]

5.3. ANÁLISIS DE INGRESOS

Debido a la paralización que recientemente ha sufrido la concesión de primas a las tecnologías de generación renovable, en este proyecto no se cuenta con ingresos económicos debido a este concepto. Por lo tanto, la única ganancia con la que se debe contar es con la energía facturada a lo largo del año.

Se asume que la central cuenta con una buena red de servicios auxiliares tales como [14]:

- Ventiladores de tiro forzado o de aire primario
- Bombas
- Alimentación de los equipos auxiliares necesarios para el funcionamiento
- Alimentación de respaldo ante arranques y paradas del grupo generador
- Alimentación de emergencia ante blackout
- Iluminación
- Conexiones para equipos de 220 V

Es lógico pensar que cierta parte (se toma como buena una estimación del 7,5%) de la energía generada se utilizará para alimentar los propios servicios auxiliares de la central. El diseño que se ha adoptado ha sido el de una central capaz de funcionar las 8760 horas del año, y tal y como se recogió en la sección 4.6, la energía eléctrica generada a lo largo del año completo por la central es de 262,8 GWh. Por lo tanto, se destinan a servicios auxiliares 19,71 GWh y aún así restan 243,09 GWh para poder ser vendidos en el mercado eléctrico.

El precio que se impondrá por kWh en el momento de iniciar la facturación de la energía producida lo marca la disposición 1698 del BOE nº41 de 2013, por la que se establecen los peajes de acceso a partir de 1 de enero de 2013 y las tarifas y primas de las instalaciones del régimen especial [45]. Dentro del subgrupo b.1.2, el que se refiere a la tecnología de generación de energía mediante centrales termosolares, se fijan los precios mostrados en la figura 5.6:

Grupo	Subgrupo	Potencia	Plazo	Tarifa regulada c€/kWh	Prima de referencia c€/kWh
b.1	b.1.1	$P \leq 100$ kW	primeros 30 años	48,8606	0
		$100 \text{ kW} < P \leq 10$ MW	primeros 30 años	46,3218	0
		$10 < P \leq 50$ MW	primeros 30 años	25,4926	0
	b.1.2		primeros 25 años	29,8873	0
			a partir de entonces	23,9097	0

Fig.5.6 Precio asignado del kWh [45]

Por lo tanto, durante los primeros 25 años de explotación, se cargará un precio de 29,8873 c€/KWh; desde el año 26 hasta el 40, se cobrará a 23,9097 c€/KWh (un 20% menos). No obstante, cada año se aplica una subida acorde al índice de inflación.

5.4. TIEMPO ESTIMADO DE REALIZACIÓN

Con el objetivo de intentar detallar de manera aproximada el tiempo que se necesitaría para acometer un proyecto de estas dimensiones, se ha utilizado la herramienta de software Microsoft Project, que permite organizar cronológicamente tareas y su duración correspondiente de manera sencilla. Se asumen para la correcta simulación las siguientes restricciones o ligaduras:

- El proyecto dará comienzo el lunes 18 de febrero de 2013.

- No se trabajará en los fines de semana. No se consideran otros puentes ni festivos.
- El diseño del proyecto eléctrico y mecánico puede realizarse en paralelo; hasta la finalización del más duradero (el eléctrico) no será posible comenzar a solicitar licencias.
- Se necesitan 32 semanas (8 meses) para completar todos los trámites y papeleos relativos a la consecución de las licencias. Los trabajos en campo no se iniciarán hasta disponer del 50% de las licencias ya logradas (16 semanas).
- Las selecciones de los suministradores y constructores de los elementos de cada instalación de la central se pueden realizar en paralelo, pero no se realizarán hasta tener terminados los proyectos eléctrico y mecánico. No es posible seleccionar constructor para las instalaciones de evacuación de la electricidad: viene impuesto por el operador local donde se acomete la obra.
- No se inicia el suministro de elementos y piezas sin haber elegido el constructor.
- Es posible construir diferentes instalaciones de la central en paralelo.
- El suministro e instalación de heliostatos es lo que se conoce como 'camino crítico'. Es la parte que más se tarda en construir, puesto que son cientos de elementos de considerable envergadura y costoso transporte. Además, previamente a su llegada al campo es necesario realizar acondicionamiento de tierra, cavado de zanjas y operaciones similares. Tras la instalación, se deben programar los motores e instalar los dispositivos de limpieza. En un intento por que se contraten sus servicios, una de las empresas suministradoras de heliostatos se ofrece a entregar 500 heliostatos nada más contactar con ella (25/marzo/2013) y se compromete a entregar otros 500 cada 30 días hasta completar los 4268 que se necesitan (lo que hace un total de 9 meses de suministro). Además, la constructora se compromete a ofrecer un más que aceptable ritmo de instalación de 20 heliostatos al día (100 por semana, por lo que se necesitan 5 semanas para instalar cada lote de 500 heliostatos). Se elige a esta constructora con el objetivo de ganar tiempo. Es posible ir instalando heliostatos a medida que van llegando. Por los plazos de entrega e instalación definidos, en ningún momento va a darse la posibilidad de que el ritmo de instalación adelante al de entrega.
- No se podrá instalar el receptor hasta tener finalizada la torre.
- No se pide el suministro de sales hasta finalizar la construcción de los tanques y haber terminado con la tarea más duradera (la instalación de los heliostatos).
- Se dejan para el final las tareas de conexionado, pruebas, ajustes y puesta en marcha de la central.
- La central queda completamente terminada el viernes 7 de noviembre de 2014.
- En conclusión, el tiempo estimado desde la puesta de la primera piedra hasta la finalización de la última de las pruebas es de 22 meses, por lo que se reparte la inversión inicial a partes iguales entre 2013 y 2014.
- El diagrama de Gantt resultante se muestra en la figura 5.7.

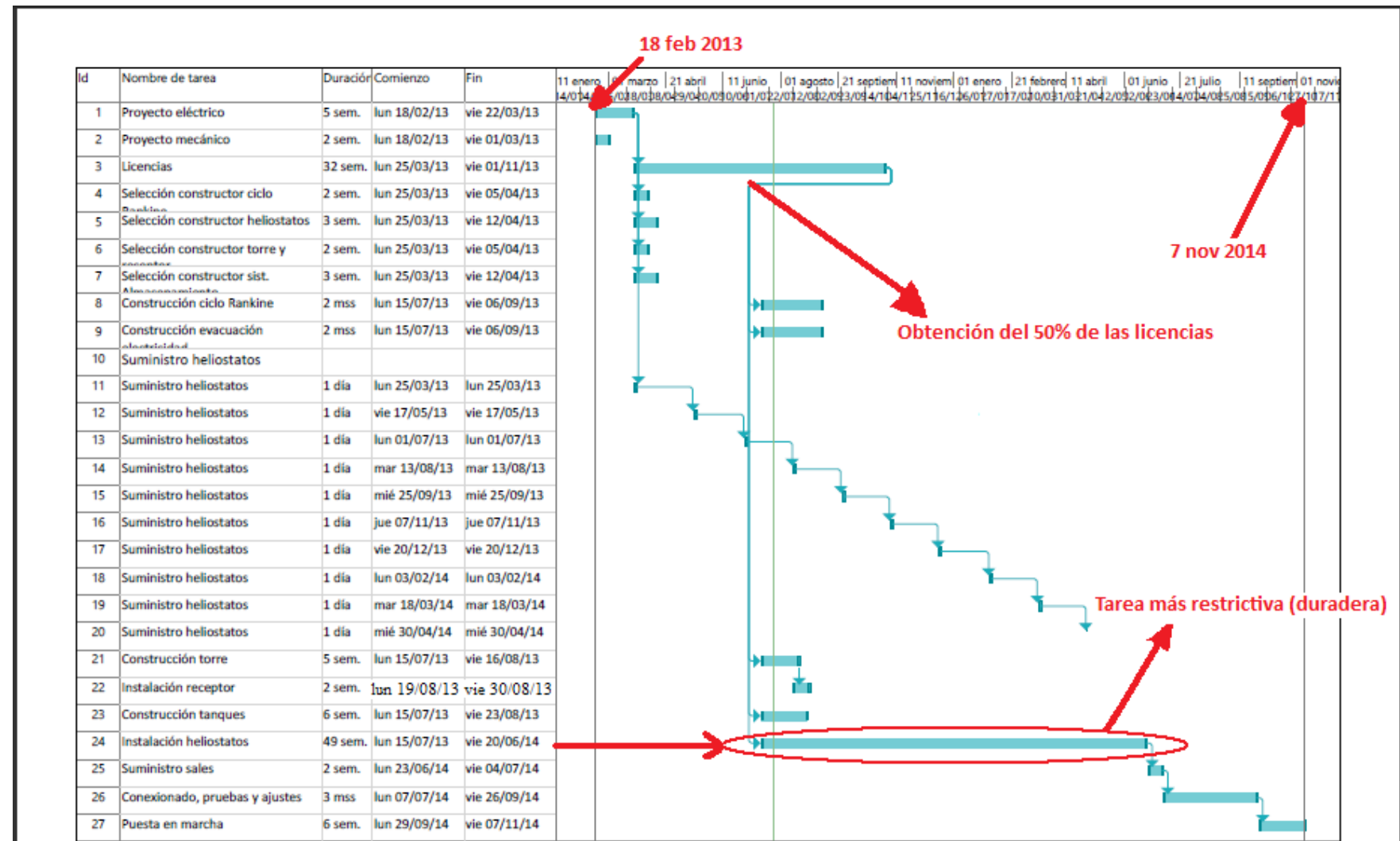


Fig.5.7 Diagrama de Gantt [5]

5.5. ESTUDIO DE RENTABILIDAD

Como colofón al capítulo de análisis económico, se muestra a continuación la hoja de datos realizada en Microsoft Excel con el objetivo de estructurar de manera más visual los ingresos y gastos anuales de la planta. Así mismo, permitirá averiguar los flujos de caja anuales, el valor actual neto (VAN) del proyecto, para decidir si es rentable o no, y la Tasa Interna de Retorno (TIR), el indicador que permitirá resolver si es adecuado embarcarse en un proyecto de este riesgo o si es mejor invertir el dinero en activos más seguros.

Antes de analizar la tabla, se le presentan al lector una serie de conceptos clave que la integran, para facilitar su comprensión:

- Durante los dos años de construcción en la central, sólo se incluyen los gastos en inversión (repartidos al 50% del total cada año, según lo mostrado en el diagrama de Gantt) y los salarios de los trabajadores. Evidentemente, los ingresos son nulos, puesto que la planta aún no se ha puesto en marcha.
- A partir del primer año de funcionamiento, se incluyen en el balance económico tanto los ingresos por kWh facturado como los gastos de explotación descritos con anterioridad.
- Nótese cómo en los gastos de explotación referentes a la devolución del préstamo al banco no se incluye en primera instancia el 8,75% establecido de intereses.
- Nótese cómo el año 15 termina de efectuarse el último de los pagos pendientes con el banco, eliminando desde ahí en adelante el lastre que suponen este gasto.
- Nótese cómo a partir del año 26 ocurren dos eventos importantes: primero, el precio del kWh disminuye en un 20%, de acuerdo a lo establecido por el BOE; segundo, termina el tiempo de amortización de los equipos y maquinaria, por lo que no será necesario incluir más gastos por este concepto en años venideros.

Una vez que se encuentran definidos los ingresos y gastos del año, el procedimiento a seguir cuenta con los siguientes pasos:

- Cálculo del EBITDA (Earnings Before Interests, Taxes, Depreciation and Amortization), o, lo que es lo mismo, ganancias antes de descontar los intereses, impuestos del banco y la depreciación de los activos de la planta). Se calcula como ingresos brutos menos gastos de explotación.
- A continuación se obtiene el EBIT (Earnings Before Interests and Taxes); basta con sustraer el pago por amortización del EBITDA.
- Se definen los pagos por impuestos e intereses y su suma es sustraída del EBIT, obteniendo de tal manera el BDI (Beneficios Después de Intereses). En el hipotético caso de que el EBIT fuese negativo, no se asignan pagos ni por impuestos ni por intereses el año en cuestión.
- El flujo de caja (cash flow) anual se define como la suma de BDI y amortización. Conocido este parámetro, y mediante el uso de la ecuación 5.1, asumiendo un valor para la tasa de descuento del 6%, es posible obtener el Valor Actual Neto del proyecto,

que asciende a los 289.947.280 euros. Evidentemente, puesto que es mayor que cero, se puede afirmar con seguridad que sí se trata de un proyecto rentable.

- Respecto, a la Tasa Interna de Retorno, ésta asciende hasta el 9,71%, lo que supone un aumento de más de tres puntos y medio en comparación con la tasa de descuento (valor asumido del 6%).

En términos porcentuales, esto supone casi un 62% más de retorno. Es importante que el lector comprenda bien lo anterior, pues se trata de un concepto clave a la hora de decidir si acometer o no el proyecto: el emprendedor podría perfectamente haber invertido los más de trescientos veintiséis millones y medio de euros iniciales en cualquier otra entidad más segura y sin ningún riesgo (como por ejemplo un banco) que habría ofrecido un retorno del 6% anual. Al dar el paso adelante y afrontar este proyecto, se corre un riesgo sensiblemente mayor por varios factores (incertidumbre de las energías renovables, desconocimiento de la evolución del mercado a lo largo de los 40 años de vida), por lo que para hacer atractiva la inversión es necesario ofrecer una tasa de retorno considerablemente superior a aquella que ofrecen otras entidades financieras más seguras.

A continuación, se muestra el precio anual de venta del kWh generado frente al coste anual asociado a la generación del mismo. Éste último se calcula de la siguiente manera:

$$\text{Precio kWh} = \frac{\text{Costes explotación} + \text{Intereses} + \text{Impuestos} + \text{Amortización}}{\text{Energía vendida}}$$

(Ec. 5.3)

Como se observa en la gráfica de la siguiente página (fig.5.8), el precio de venta es en todo momento superior al coste de generación, con lo que constantemente se está cumpliendo con la idea básica de todo negocio (vender por más de lo que se compra, o, en otras palabras, 'compra por un dólar, vende por dos').

Nótese que ninguna de las dos gráficas es continua en todo momento. La razón del descenso en el precio de venta a partir del vigesimosexto año obedece a lo mostrado en la fig.5.6. En lo que al precio de generación concierne, se aprecian dos escalones: la primera bajada ocurre en el año 15, correspondiéndose con la finalización de pago de intereses al banco por el préstamo concedido; además, en el vigesimoquinto año, se abona el último pago en concepto de amortización, lo que explica el segundo descenso en el precio de generación de acuerdo a lo mostrado en la Ec.5.3.

Para finalizar esta sección, después de la figura 5.8 se adjuntan las tablas 5.8-5.11, conteniendo las operaciones realizadas en Microsoft Excel que contienen el estudio económico-financiero. Se le insta al lector a que se fije en la fila superior para conocer en todo momento a que año corresponde cada uno de los datos referidos a los ingresos y gastos que aparecen en las columnas.

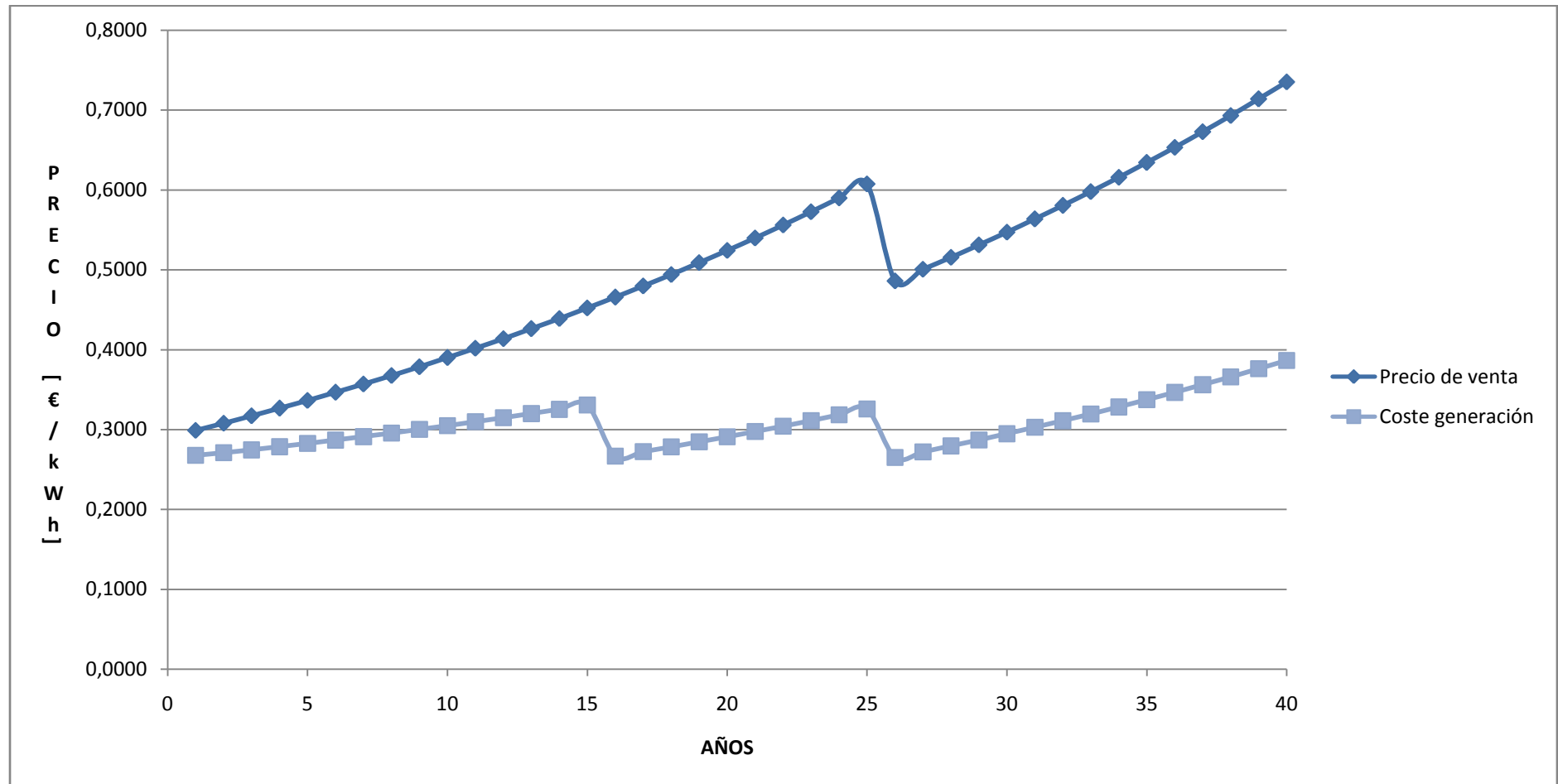


Fig.5.8 Comparativa precio kWh [5]

		Año						
		-2	-1	1	2	3	4	5
Energía a vender [KWh]				243.090.000	243.090.000	243.090.000	243.090.000	243.090.000
Precio KWh [€/KWh]				0,2989	0,3078	0,3171	0,3266	0,3364
Ingresos brutos [€]				72.653.038	74.832.629	77.077.608	79.389.936	81.771.634
Inversión [€]		163.278.250	163.278.250					
Gastos [€]								
	Salarios	16.250.000	16.250.000	3.825.000	3.825.000	3.825.000	3.939.750	4.057.943
	Mantenimiento			13.000.000	13.390.000	13.791.700	14.205.451	14.631.615
	Seguro			8.163.913	8.163.913	8.163.913	8.163.913	8.163.913
	Pago Banco			18.504.871	18.504.871	18.504.871	18.504.871	18.504.871
	Gas Natural			5.003.595	5.153.703	5.308.314	5.467.563	5.631.590
	Suma Total Explotación			48.497.379	49.037.487	49.593.798	50.281.549	50.989.931
EBITDA [€]				24.155.658	25.795.142	27.483.809	29.108.387	30.781.702
Amortización [€]				13.062.260	13.062.260	13.062.260	13.062.260	13.062.260
EBIT [€]				11.093.398	12.732.882	14.421.549	16.046.127	17.719.442
Impuestos [€]				1.885.878	2.164.590	2.451.663	2.727.842	3.012.305
Intereses [€]				1.619.176	1.619.176	1.619.176	1.619.176	1.619.176
BDI [€]				7.588.344	8.949.116	10.350.710	11.699.109	13.087.961
Cash flow [€]		-179.528.250	-179.528.250	20.650.604	22.011.376	23.412.970	24.761.369	26.150.221
Beneficio acumulado [€]		-179.528.250	-359.056.500	-338.405.896	-316.394.520	-292.981.550	-268.220.181	-242.069.960

Tabla 5.9 *Análisis económico-financiero años -2 al 5 [5]*

		Año						
		11	12	13	14	15	16	17
Energía a vender [KWh]		243.090.000	243.090.000	243.090.000	243.090.000	243.090.000	243.090.000	243.090.000
Precio KWh [€/KWh]		0,4017	0,4137	0,4261	0,4389	0,4521	0,4656	0,4796
Ingresos brutos [€]		97.639.607	100.568.795	103.585.859	106.693.435	109.894.238	113.191.065	116.586.797
Inversión [€]								
Gastos [€]								
	Salarios	4.845.396	4.990.757	5.140.480	5.294.695	5.453.535	5.617.141	5.785.656
	Mantenimiento	17.470.913	17.995.040	18.534.892	19.090.938	19.663.666	20.253.576	20.861.184
	Seguro	8.163.913	8.163.913	8.163.913	8.163.913	8.163.913	8.163.913	8.163.913
	Pago Banco	18.504.871	18.504.871	18.504.871	18.504.871	18.504.871		
	Gas Natural	6.724.413	6.926.146	7.133.930	7.347.948	7.568.386	7.795.438	8.029.301
	Suma Total Explotación	55.709.506	56.580.728	57.478.086	58.402.365	59.354.372	41.830.069	42.840.054
EBITDA [€]		41.930.101	43.988.068	46.107.773	48.291.070	50.539.866	71.360.996	73.746.744
Amortización [€]		13.062.260	13.062.260	13.062.260	13.062.260	13.062.260	13.062.260	13.062.260
EBIT [€]		28.867.841	30.925.808	33.045.513	35.228.810	37.477.606	58.298.736	60.684.484
Impuestos [€]		4.907.533	5.257.387	5.617.737	5.988.898	6.371.193	9.910.785	10.316.362
Intereses [€]		1.619.176	1.619.176	1.619.176	1.619.176	1.619.176		
BDI [€]		22.341.132	24.049.244	25.808.600	27.620.736	29.487.237	48.387.951	50.368.121
Cash flow [€]		35.403.392	37.111.504	38.870.860	40.682.996	42.549.497	61.450.211	63.430.381
Beneficio acumulado [€]		-53.579.851	-16.468.347	22.402.513	63.085.509	105.635.006	167.085.217	230.515.599

Tabla 5.10 Análisis económico-financiero años 11 al 17 [5]

		Año						
		24	25	26	27	28	29	30
Energía a vender [KWh]		243.090.000	243.090.000	243.090.000	243.090.000	243.090.000	243.090.000	243.090.000
Precio KWh [€/KWh]		0,5899	0,6075	0,4860	0,5006	0,5156	0,5311	0,5470
Ingresos brutos [€]		143.387.055	147.688.667	118.150.933	121.695.461	125.346.325	129.106.715	132.979.916
Inversión [€]								
Gastos [€]								
	Salarios	7.115.627	7.329.096	7.548.968	7.775.437	8.008.701	8.248.962	8.496.430
	Mantenimiento	25.656.625	26.426.323	27.219.113	28.035.686	28.876.757	29.743.060	30.635.352
	Seguro	8.163.913	8.163.913	8.163.913	8.163.913	8.163.913	8.163.913	8.163.913
	Pago Banco							
	Gas Natural	9.875.028	10.171.278	10.476.417	10.790.709	11.114.431	11.447.863	11.791.299
	Suma Total Explotación	50.811.192	52.090.610	53.408.411	54.765.746	56.163.801	57.603.798	59.086.994
EBITDA [€]		92.575.863	95.598.056	64.742.522	66.929.715	69.182.524	71.502.917	73.892.922
Amortización [€]		13.062.260	13.062.260					
EBIT [€]		79.513.603	82.535.796	64.742.522	66.929.715	69.182.524	71.502.917	73.892.922
Impuestos [€]		13.517.313	14.031.085	11.006.229	11.378.052	11.761.029	12.155.496	12.561.797
Intereses [€]								
BDI [€]		65.996.290	68.504.711	53.736.293	55.551.663	57.421.495	59.347.421	61.331.125
Cash flow [€]		79.058.550	81.566.971	53.736.293	55.551.663	57.421.495	59.347.421	61.331.125
Beneficio acumulado [€]		735.194.489	816.761.460	870.497.753	926.049.417	983.470.911	1.042.818.332	1.104.149.458

Tabla 5.11 Análisis económico-financiero años 24 al 30 [5]

		Año						
		34	35	36	37	38	39	40
Energía a vender [KWh]		243.090.000	243.090.000	243.090.000	243.090.000	243.090.000	243.090.000	243.090.000
Precio KWh [€/KWh]		0,6157	0,6342	0,6532	0,6728	0,6930	0,7138	0,7352
Ingresos brutos [€]		149.670.067	154.160.169	158.784.974	163.548.524	168.454.979	173.508.629	178.713.888
Inversión [€]								
Gastos [€]								
	Salarios	9.562.807	9.849.692	10.145.182	10.449.538	10.763.024	11.085.915	11.418.492
	Mantenimiento	34.480.358	35.514.769	36.580.212	37.677.618	38.807.947	39.972.185	41.171.351
	Seguro	8.163.913	8.163.913	8.163.913	8.163.913	8.163.913	8.163.913	8.163.913
	Pago Banco							
	Gas Natural	13.271.211	13.669.348	14.079.428	14.501.811	14.936.865	15.384.971	15.846.520
	Suma Total Explotación	65.478.290	67.197.721	68.968.735	70.792.880	72.671.749	74.606.984	76.600.276
EBITDA [€]		84.191.778	86.962.448	89.816.239	92.755.644	95.783.230	98.901.645	102.113.611
Amortización [€]								
EBIT [€]		84.191.778	86.962.448	89.816.239	92.755.644	95.783.230	98.901.645	102.113.611
Impuestos [€]		14.312.602	14.783.616	15.268.761	15.768.459	16.283.149	16.813.280	17.359.314
Intereses [€]								
BDI [€]		69.879.175	72.178.832	74.547.479	76.987.184	79.500.081	82.088.365	84.754.298
Cash flow [€]		69.879.175	72.178.832	74.547.479	76.987.184	79.500.081	82.088.365	84.754.298
Beneficio acumulado [€]		1.370.528.324	1.442.707.157	1.517.254.635	1.594.241.819	1.673.741.901	1.755.830.266	1.840.584.563

Tabla 5.12 Análisis económico-financiero años 34 al 40 [5]

5.6. COSTE DE REALIZACIÓN DEL INFORME DEL TRABAJO FINAL DE GRADO

El primero y más evidente de los gastos es el pago del salario al elaborador del informe del Trabajo Final de Grado. Con el nuevo plan Bolonia de estudios, cada crédito equivale a 25 horas de trabajo, y el total de créditos asignados al Trabajo Final de Grado es de 12, lo que equivale a un total de 300 horas de trabajo como mínimo. No obstante, en este caso han sido empleadas aproximadamente unas 800 horas. En la experiencia del realizador de este trabajo, las prácticas en empresa como becario se remuneran a 5 euros por hora; asumiendo el mismo salario, el coste asignado al trabajo del ingeniero es de 4.000 euros.

Aparte del trabajo personal, ha sido necesario acudir a tutorías equivalentes a 20 horas de trabajo del tutor. Se le asigna un salario de 70 euros por hora, ascendiendo a un total de 1.400 euros por la ayuda prestada.

El abono de transporte entre el domicilio de residencia y la universidad cuesta 40 euros durante cada uno de los 7 meses dedicados a la realización del informe.

Además, se asigna un coste de 500 € a la compra de un ordenador y de 6.500 € a la compra de software utilizado en este estudio (MatLab, paquete Microsoft Office). Puesto que se fija un tiempo de amortización de 5 años para lo anterior, el coste asociado al año durante el que se ha hecho uso de ordenador y software corresponde a 1.400 €.

Se incluye en el presupuesto la compra de los libros [33] y [35] (50 € la unidad) y los documentos electrónicos (papers) [21], [22] y [42] (25 € cada uno). El coste total asciende a los 175 euros.

Finalmente, en concepto de gasto de oficina (luz, calefacción, limpieza) se asigna un gasto total de 250 €.

Se muestra en la tabla 5.13 un resumen del concepto sobre el cual se asigna cada uno de los gastos:

Concepto	Coste [€]
Trabajo personal	4000
Tutorías	1400
Transporte	280
Ordenador y software	1400
Libros y documentos electrónicos	175
Gastos de oficina	250
Total	7505

Tabla 5.13 Coste realización informe del trabajo [5]

CAPÍTULO 6: ANÁLISIS MEDIOAMBIENTAL

Este capítulo se va a desglosar en tres secciones: en la primera, se exponen los posibles impactos causados debido a la existencia de la central termosolar tanto en su fase de construcción como de explotación; en la segunda, se muestra el ahorro en emisiones de dióxido de carbono en comparación con una central térmica de carbón equivalente; para acabar, se estudian los impactos económicos asociados tanto a penalizaciones por la emisión de CO₂ como a la necesidad de comprar materiales fósiles de combustión.

6.1. TIPOS DE IMPACTO Y MEDIDAS MITIGADORAS

IMPACTO ACÚSTICO

La fuente de contaminación acústica durante la etapa de construcción (grúas, excavadoras, transporte de materiales, montaje) es considerablemente más significativa que durante la explotación de la instalación (ruido de los equipos rotativos al funcionar). No obstante, por lo general este tipo de instalaciones se construyen en terrenos alejados de la civilización, lo que implica que el impacto acústico sobre las personas sea prácticamente nulo.

Como medida preventiva, el promotor se asegurará de que los equipos más ruidosos cuenten con el certificado de calidad adecuado, así como de llevar a cabo tareas de mantenimiento

periódicas que mantengan los niveles de potencia acústica por debajo de los límites establecidos por la ley.

IMPACTO VISUAL

Insignificativo en el sentido de que lo único reseñable es que durante el tiempo de vida de la central se observará recortada contra el horizonte una torre de más de cien metros de altura. No son necesarias medidas mitigadoras de ningún tipo.

IMPACTO SOBRE EL AIRE

Durante la fase de construcción, el uso de maquinaria de excavación de zanjas y acondicionamiento de tierras es probable que derive en la abundante existencia de sólidos en suspensión en el aire. Durante la fase de explotación, el único contaminante al que se encuentra expuesto el aire es el dióxido de carbono derivado del uso de la caldera de gas natural.

Como medidas posibles se le recomienda el uso de mascarillas al equipo de trabajo en campo, para filtrar las posibles partículas de polvo en el ambiente. Potenciar el riego del terreno periódicamente conllevará buenas consecuencias sobre la calidad del aire. Con respecto a las emisiones de la caldera de gas natural, deben mantenerse inspecciones periódicas.

IMPACTO SOBRE EL SUELO

La morfología del suelo sufrirá cambios muy significativos durante la etapa de construcción de la central, que además serán permanentes durante el tiempo de vida de la misma. El excavado de zanjas para los cimientos de los heliostatos, los trabajos de acondicionamiento de terreno para crear un desnivel nulo o el asfaltado de las zonas que se consideren necesarias son algunos de los impactos más destacados sobre un terreno que en la mayoría de los casos había sido dedicado al cultivo hasta su adquisición por el promotor de la central.

Las medidas preventivas a tomar consisten básicamente en mantener la maquinaria en buen estado con el objetivo de evitar posibles fugas de aceite o fluidos degradables que puedan afectar a las características del suelo.

IMPACTO SOBRE EL AGUA

Sin impacto reseñable durante la construcción, debe tenerse en cuenta que es durante la explotación cuando más riesgo de contaminación sufren las aguas de la zona. La central termosolar necesita un caudal considerable de agua que haga las veces de condensador en el ciclo de Rankine. También es necesario contar con un aporte de agua tanto para los servicios auxiliares de la central como, sobre todo, para afrontar con garantías una labor crítica como es el lavado de la superficie de los heliostatos. En las centrales de este tipo instaladas en el sur de España se ha observado que la presencia de partículas en suspensión en el aire es muy elevada en comparación con otras latitudes debido a la cercanía del desierto del Sáhara. Se le recuerda al lector que la eficiencia en la reflexión de los heliostatos es directamente proporcional a su grado de limpieza.

Como medidas correctoras, será necesaria la instalación de facilidades de tratamiento de aguas que devuelvan el agua a un estado aceptable antes de verterlas de nuevo al río, lago, embalse o similar de donde proceda. Especialmente sensible es el parámetro de la temperatura, puesto que al actuar la corriente de agua como condensador, verá incrementada su temperatura en varios grados centígrados que será necesario rebajar en las facilidades de tratamiento de aguas.

IMPACTO SOBRE FAUNA Y FLORA

A la hora de construir las instalaciones, será necesario eliminar del suelo cualquier forma de vegetación existente; además, es conveniente mantener un control del crecimiento de vegetación en el terreno durante los años de explotación en caso de que la altura de la misma pueda interferir con el funcionamiento óptimo de los heliostatos.

Con respecto a la fauna, son las aves las especies más afectadas por el cambio en el terreno. Es posible que con la aparición de las nuevas instalaciones, muchas vean cómo su lugar de nidificación es eliminado mediante la tala de árboles o quema de arbustos. En definitiva, se está destruyendo un hábitat natural tan valioso como cualquier otro.

Para mitigar estos impactos, conviene que al término del tiempo de vida de la instalación se promueva la restauración de la zona para permitir que la fauna y flora se restablezcan a su estado previo antes de la construcción de la central termosolar.

6.2. ANÁLISIS DE EMISIONES DE CO₂

Durante la fase de construcción de la central, existen emisiones indirectas de dióxido de carbono derivadas de las actividades de transporte, movimientos de tierras y similares. No obstante, el análisis contenido en esta sección se centra en la fase de explotación, en la que únicamente se consideran las emisiones asociadas a la quema de gas natural durante los meses más fríos del año.

De acuerdo a [14], se puede tomar como aceptable la siguiente composición para el gas natural: 92% de CH₄ (metano); 3,5% de C₂H₆ (etano); el restante 4,5% corresponde a otros componentes (como propano y butano):

$$\text{Gas natural} = 0,92 \text{ CH}_4 + 0,035 \text{ C}_2\text{H}_6 + 0,045 \text{ otros} \quad (\text{Ec. 6.1})$$

Según se demostró en la sección 4.6., el apoyo de gas natural necesario para permitir que la central funcione ininterrumpidamente durante todo el año es de:

$$E_{\text{gas natural}} = 100,36 \text{ GWh} \quad (\text{Ec. 6.2})$$

Además, se conocen para este combustible tanto su rendimiento térmico de combustión como su poder calorífico [14]:

$$\eta_{\text{comb}} = 40\% \quad (\text{Ec. 6.3})$$

$$PC = 39,9 \text{ MJ/m}^3 \quad (\text{Ec. 6.4})$$

Por lo tanto, para conseguir 100,36 GWh eléctricos será necesario quemar:

$$E_{gas\ natural\ térmica} = E_{gas\ natural} / \eta_{comb} = 250,9\ GWh\ térmicos \quad (Ec. 6.5)$$

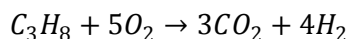
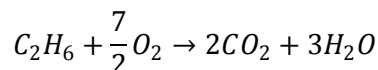
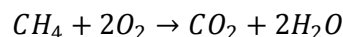
Ahora bien, ¿cuántos metros cúbicos de gas natural es necesario quemar para obtener la cantidad energéticamente previamente calculada? Conociendo la conversión entre kWh y julios (1 kWh equivale a 3.600.000 J), y utilizando el valor del poder calorífico, se obtiene que el volumen necesario es:

$$V_{gas\ natural} = E_{gas\ natural\ térmica} / P_C = 22,64 \cdot 10^6\ m^3 \quad (Ec. 6.6)$$

Puesto que en condiciones normales de presión y temperatura un mol de cualquier sustancia en estado gaseoso equivale a un volumen de 22,4 litros, el anterior volumen de gas natural equivale a:

$$n_{gas\ natural} = 1,01 \cdot 10^9\ moles \quad (Ec. 6.7)$$

Esta cantidad se reparte proporcionalmente entre moles de metano (el 92%), etano (3,5%) y otros (4,5%, principalmente propano). Conocidas las relaciones estequiométricas de combustión entre cada uno de los anteriores gases y el dióxido de carbono, es sencillo obtener los moles de CO₂ emitidos en la reacción de combustión de cada uno de ellos:



(Ecs. 6.8)

Se realiza el cálculo de moles de CO₂ emitidos al quemar el metano; para el resto de gases que conforman el gas natural el procedimiento es exactamente igual. Si el gas natural está conformado en un 92% de metano, significa que ese porcentaje de la cantidad calculada en la Ec.6.7 son moles de metano (92% de 1,01·10⁹ son 9,292·10⁸ moles de metano). Puesto que la relación estequiométrica entre metano y dióxido de carbono es 1:1, significa que por cada mol de metano quemado se genera un mol de dióxido de carbono. Es decir, se emiten un total de 9,292·10⁸ moles de dióxido de carbono al quemar el metano contenido en el gas natural.

Siguiendo el mismo razonamiento para el etano y el propano, se obtienen los resultados indicados en la tabla 6.1:

Gas	Moles de CO ₂ generados
Metano	9,292·10 ⁸
Etano	7,070·10 ⁷
Otros (propano)	1,363·10 ⁸
	1,136·10⁹

Tabla 6.1 Cálculo de moles de CO₂ emitidos a la atmósfera por la central termosolar [5]

Finalmente, conocida la masa molecular del dióxido de carbono (44 gramos por mol), resulta que las toneladas de este gas emitidas a la atmósfera a lo largo de un año de funcionamiento de la caldera de apoyo de gas natural de la central termosolar del proyecto son:

$$49984 \text{ T de } CO_2 \quad (\text{Ec. 6.9})$$

Otro dato interesante es la relación entre kilogramos de dióxido de carbono emitido a la atmósfera por kilowatio hora eléctrico producido. En este caso, el ratio es de:

$$\frac{49984 \cdot 10^3 \text{ kg } CO_2}{100,36 \cdot 10^6 \text{ kWh}} = 0,498 \text{ kg } CO_2/\text{kWh} \quad (\text{Ec. 6.10})$$

En el gráfico de barras de la figura 6.1 se muestran las emisiones de dióxido de carbono según el mes del año que se considera:

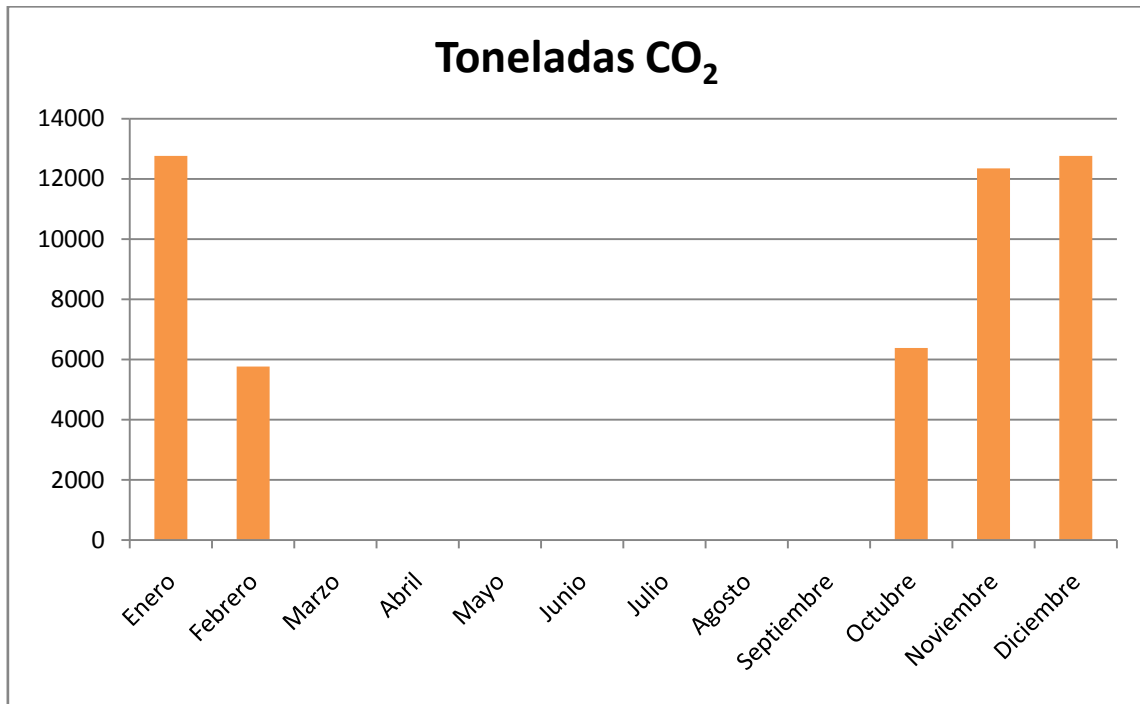


Fig.6.1 Toneladas CO₂ emitidas por mes del año [5]

La cantidad de toneladas de la Ec.6.9, por elevada que parezca, es considerablemente menor que la emitida por una central térmica de carbón, o sólo alimentada por gas natural, equivalente a la termosolar de este Trabajo Final de Grado (30 MW funcionando ininterrumpidamente todo el año).

Se propone a lo largo de las siguientes líneas un análisis de las emisiones de dióxido de carbono correspondientes a cada una de los dos tipos de central arriba mencionadas con el objetivo de poder comparar las emisiones entre éstas y la central termosolar que este Trabajo Final de Grado contempla. Este análisis pretende demostrar la más evidente reducción en emisiones de gases contaminantes.

CENTRAL TÉRMICA DE GAS NATURAL

El procedimiento de cálculo es idéntico al seguido unas líneas más arriba con la única diferencia de que en este caso, en vez de ser necesarios 100,36 GWh eléctricos, el gas natural deberá aportar la generación de todo el año (30 MW durante 8760 horas que suponen 262,8 GWh eléctricos). Se supone que la central funciona de acuerdo al mismo ciclo de Rankine simple diseñado para la central termosolar. Con la ayuda de los parámetros de las ecuaciones Ec.6.3 y Ec.6.4, y desarrollando todo el proceso que contemplan las ecuaciones Ec.6.5 a Ec.6.9, se obtienen los resultados recogidos en la siguiente tabla:

Parámetro	Magnitud
Rendimiento de la central	40%
Poder calorífico	39,9 MJ/m ³
Energía eléctrica necesaria	262,8 GWh e
Energía térmica necesaria	657 GWh t
Volumen de gas natural necesario	59,28·10 ⁶ m ³
Moles de gas natural necesarios	2,65·10 ⁹ moles
Moles de metano	2,438·10 ⁹ moles
Moles de etano	9,275·10 ⁷ moles
Moles de propano	1,1925·10 ⁸ moles
Moles de dióxido de carbono	2,98·10 ⁹ moles
Toneladas de dióxido de carbono	131.175 toneladas

Tabla 6.2 Cálculo de toneladas de CO₂ emitidas por una central de gas natural equivalente [5]

En comparación con lo obtenido en la Ec.6.9, se emiten 2,62 veces más toneladas de dióxido de carbono (81.191 toneladas más) que en la central termosolar con apoyo de gas natural.

La relación entre kilogramos de dióxido de carbono emitido a la atmósfera por kilowatio hora eléctrico producido, en este caso, es de:

$$\frac{131175 \cdot 10^3 \text{ kg } CO_2}{262,8 \cdot 10^6 \text{ kWh}} = 0,498 \text{ kg } CO_2/\text{kWh} \quad (\text{Ec. 6.11})$$

Nótese la exactitud entre los resultados de las ecuaciones Ec.6.10 y Ec.6.11.

CENTRAL TÉRMICA DE CARBÓN

En este caso, los cálculos son más sencillos al no tratarse de un combustible gaseoso formado a partir de otros gases. Cambian también tanto el rendimiento de la central térmica de estas características como el poder calorífico del combustible. Nuevamente, esta central térmica de carbón utiliza el mismo ciclo simple de Rankine que se diseñó para la central solar, con la diferencia de que el único recurso energético existente es carbón. La ecuación estequiométrica que rige su combustión es:



Los resultados son los mostrados en la tabla 6.3:

Parámetro	Magnitud
Rendimiento de la central	35%
Poder calorífico	30,5 MJ/kg
Energía eléctrica necesaria	262,8 GWh e
Energía térmica necesaria	750,86 GWh t
Toneladas de carbón necesarias	88626 toneladas
Toneladas de dióxido de carbono	325.000 toneladas

Tabla 6.3 Cálculo de toneladas de CO₂ emitidas por una central de carbón equivalente [5]

En comparación con lo obtenido en la Ec.6.9, se emiten 6,50 veces más toneladas de dióxido de carbono (275.016 toneladas más) que en la central termosolar con apoyo de gas natural.

Finalmente, el ratio kg CO₂ por kWh eléctrico generado queda como:

$$\frac{325000 \cdot 10^3 \text{ kg CO}_2}{262,8 \cdot 10^6 \text{ kWh}} = 1,235 \text{ kg CO}_2/\text{kWh}$$

(Ec. 6.13)

Resultados notablemente más elevados en cuanto a contaminación que en los casos anteriores.

La tabla 6.4 muestra los beneficios significativos en reducción de emisiones que supone la elección de una central termosolar antes que una de gas natural o carbón:

Central	kTon CO ₂	Veces con respecto a termosolar	Kg CO ₂ /kWh
Termosolar	49,984	-	0,498
Gas Natural	131,175	2,62	0,498
Carbón	325	6,5	1,235

Tabla 6.4 Comparativa emisiones entre centrales [5]

Queda evidentemente demostrado el beneficio que las energías renovables tienen para con el medioambiente.

6.3. AHORRO ECONÓMICO DERIVADO DE LA REDUCCIÓN DE EMISIONES

Aparte de la reducción obvia en emisiones que una central termosolar lleva asociada en comparación con sus equivalentes de gas natural y carbón (demostrada en la sección anterior), también se desprenden ciertos beneficios económicos relacionados con este hecho.

En primer lugar, resulta evidente que la construcción de una central termosolar no requiere de suministro de combustible, al menos no en la medida en la que lo hacen las centrales de carbón y gas natural. De aquí se deriva el primer impacto económico positivo sobre la economía del país: descenso en la importación de gas natural y carbón.

Si se analiza el caso del carbón, y de acuerdo a lo especificado en [47], el precio por cada tonelada de este combustible importada ronda los 100€, incluyendo todas las operaciones desde purificación hasta transporte al parque de la central.

Es decir, que siguiendo el análisis arriba mostrado, si el total de las 88.626 toneladas de carbón necesarias para mantener la generación de una central de 30 MW fuesen importadas, sería necesario que el Estado desembolsara un total de 8.862.600 € al año.

Además, desde la entrada en vigor del protocolo de Kyoto los países firmantes se comprometieron a reducir las emisiones de dióxido de carbono. Paralelamente surgió el mercado de emisiones, en el cual el gobierno de cada país era libre de vender los llamados 'derechos de emisión', hasta un cierto límite máximo. Estos consisten en permisos que una central eléctrica puede comprar para emitir gases contaminantes, y gracias a los cuales se le permite emitir la cantidad de los mismos que se haya comprado en derechos de emisión. El precio de estos derechos fluctúa considerablemente en el tiempo, ya que están sujetos a la ley de la oferta y la demanda (casación de ofertas).

Supóngase que la central de carbón ha comprado derechos de emisión por valor de 20€/tonelada emitida, hasta un máximo de 60.000 toneladas. El resto deberá pagarse a un precio altamente superior como penalización por haber superado el límite máximo impuesto (100€ por tonelada extra que supere las 60.000). Como se necesitaban un total de 88626 toneladas de carbón, esto implica un desembolso de 1.200.000 € en derechos de emisión (60.000 toneladas) y una penalización de 2.862.600 € en concepto de las 28.626 toneladas extra emitidas.

Sumando el desembolso en compra de carbón, el pago por los derechos de emisión y las penalizaciones, la compra de este combustible y sus emisiones de dióxido de carbono suponen el total que se indica en la tabla 6.5:

Concepto	Desembolso [€]
Compra de combustible	8.862.600
Derechos de emisión	1.200.000
Penalización	2.862.600
	12.925.200

Tabla 6.5 Coste económico asociado a combustible y emisiones [5]

En conclusión, la construcción de una central de carbón conlleva unos gastos extra en combustible y emisiones de casi 13 millones de euros anuales. Supóngase que un país cualquiera se ve en la tesitura de poder elegir entre construir 7 centrales térmicas de carbón o termosolares. Puede que para países desarrollados con un PIB del orden del que se tiene en España, Alemania o Francia, cien millones más o menos de euros no supongan un ahorro clave macroeconómicamente hablando. No obstante, si esta elección tiene lugar en países en vías de desarrollo del continente africano (que, además, disponen de un recurso solar excelente), la cifra de 100 millones de euros anuales con relación a su PIB [9] es la que se recoge en la tabla 6.6:

País	PIB [M\$]	% de PIB que suponen 100 M€
Togo	3.611	3,32%
Sierra Leona	2.196	5,46%
Guinea Bissau	9.69	12,38%

Tabla 6.6 Relación compra combustible-PIB [5]

Es decir, si siete de las centrales eléctricas en Guinea Bissau necesitasen aporte de carbón como materia prima, para mantener la generación a lo largo del año sería necesario aportar prácticamente la octava parte del PIB del país.

CAPÍTULO 7: ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

A lo largo de este capítulo se va a analizar cómo afectaría a la central diseñada en capítulos anteriores (de aquí en adelante, 'caso central') la variación de algunos de los parámetros de diseño, con el objetivo de proponer alternativas para mejorar rendimientos, ahorrar en costes y reducir emisiones. Se proponen cuatro posibles variaciones con respecto al caso central:

7.1. CASO A: MODIFICACIÓN DEL CICLO DE RANKINE

Bajo este caso se contempla la variación de dos parámetros claves del ciclo de Rankine, como son la temperatura y la presión a la salida del receptor central (punto 3 de la fig.3.9). En el caso central se consideró unos valores de 540°C y 60 bares, respectivamente. Se propone a continuación un análisis de la instalación termosolar si el punto de salida del receptor alcanza una temperatura de 600°C para una presión de 100 bares.

La primera consecuencia es la variación de los valores de las entalpías de los puntos 3, 4 y 4s (fig.3.9):

$$h_3 = 3625 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Ec. 7.1})$$

$$h_{4s} = 1950 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Ec. 7.2})$$

$$h_4 = 2184,5 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Ec. 7.3})$$

Como consecuencia inmediata, cambian los trabajos realizados por la turbina, la caldera y el condensador, que en última instancia se ven reflejados por una modificación en el rendimiento global del ciclo de vapor:

$$\eta_{cv} = 0,4075 = 40,75\% \quad (\text{Ec. 7.4})$$

Puesto que el rendimiento del ciclo de Rankine se ha visto incrementado con respecto al del caso central, esto implica que para generar los 30 MW eléctricos será necesaria una menor potencia térmica a la entrada del ciclo (Ec.4.12):

$$P_t = P_e / \eta_{tot} = 73,62 \text{ MWt} \quad (\text{Ec. 7.5})$$

La modificación en la magnitud del ciclo de vapor conlleva consecuentemente variaciones en otros parámetros como la potencia media de diseño para el receptor, que modifica a su vez la geometría del mismo, y en cadena las pérdidas por convección y radiación, y el dimensionamiento del campo de heliostatos. Las nuevas magnitudes más relevantes son las siguientes:

$$n_{paneles} = 7 \quad (\text{Ec. 7.6})$$

$$n_{tubos \text{ por panel}} = 72 \quad (\text{Ec. 7.7})$$

$$q_{conv} = 7,98 \text{ MW} \quad (\text{Ec. 7.8})$$

$$q_{rad} = 18,57 \text{ MW} \quad (\text{Ec. 7.9})$$

$$\text{Número de anillos} = 43 \quad (\text{Ec. 7.10})$$

$$\text{Número de heliostatos} = 3910 \quad (\text{Ec. 7.11})$$

$$\text{Superficie del campo de heliostatos} = 281 \text{ ha} \quad (\text{Ec. 7.12})$$

Se estudia también la nueva magnitud para los parámetros de evaluación del diseño que se introdujeron en la sección 3.7:

$$\eta_{rec} = 0,3474 = 34,74\% \quad (\text{Ec. 7.13})$$

$$\eta_{ch} = 0,2529 = 25,29\% \quad (\text{Ec. 7.14})$$

$$\eta_i = 0,0531 = 5,31\% \quad (\text{Ec. 7.15})$$

$$\eta_{tot} = 0,0134 = 1,34\% \quad (\text{Ec. 7.16})$$

La notable reducción en el número de heliostatos de la planta supone un positivo impacto económico a la hora de realizar el análisis de rentabilidad. Al tratarse del elemento más caro de la instalación, algunos de los parámetros económicos estudiados en el capítulo 5 sufren importantes cambios.

Para empezar, la inversión en el campo de heliostatos se reducirá de los 145 millones de euros del caso central a los 132 millones. La disminución del área de terreno a comprar supone un

ahorro de medio millón de euros adicional. La inversión en el sistema de almacenamiento se ve modificada también, puesto que el nuevo tanque se diseña para almacenar la energía determinada por la Ec.3.77 y para la masa de sal dada por la Ec.3.78:

$$E_{\text{tanque}} = 1104 \text{ MWh} \quad (\text{Ec. 7.17})$$

$$m_{\text{sal}} = 8,6 \text{ Tm} \quad (\text{Ec. 7.18})$$

Eso supone que la inversión en tanques se reduzca en dos millones de euros, y en sales se ahorren otros dos millones y medio de euros. Por lo tanto, la inversión inicial con respecto al caso central se ha reducido en 18 millones de euros, ascendiendo hasta un total de 308.556.500 euros. No se considera que los demás elementos del ciclo se vean afectados.

La variación en la inversión inicial nuevas magnitudes para el VAN y el TIR son:

$$VAN = 312 \text{ M€} \quad (\text{Ec. 7.19})$$

$$TIR = 10,17\% \quad (\text{Ec. 7.20})$$

Además, debido al menor gasto en amortización por año, se observa una reducción en el precio de generación del kWh con respecto al del caso central, especialmente en los primeros años de vida de la planta (nótese la línea verde por debajo de la roja en todo momento). A partir del año 26, los precios son prácticamente iguales debido a la desaparición del pago anual por amortización (ver fig.7.1).

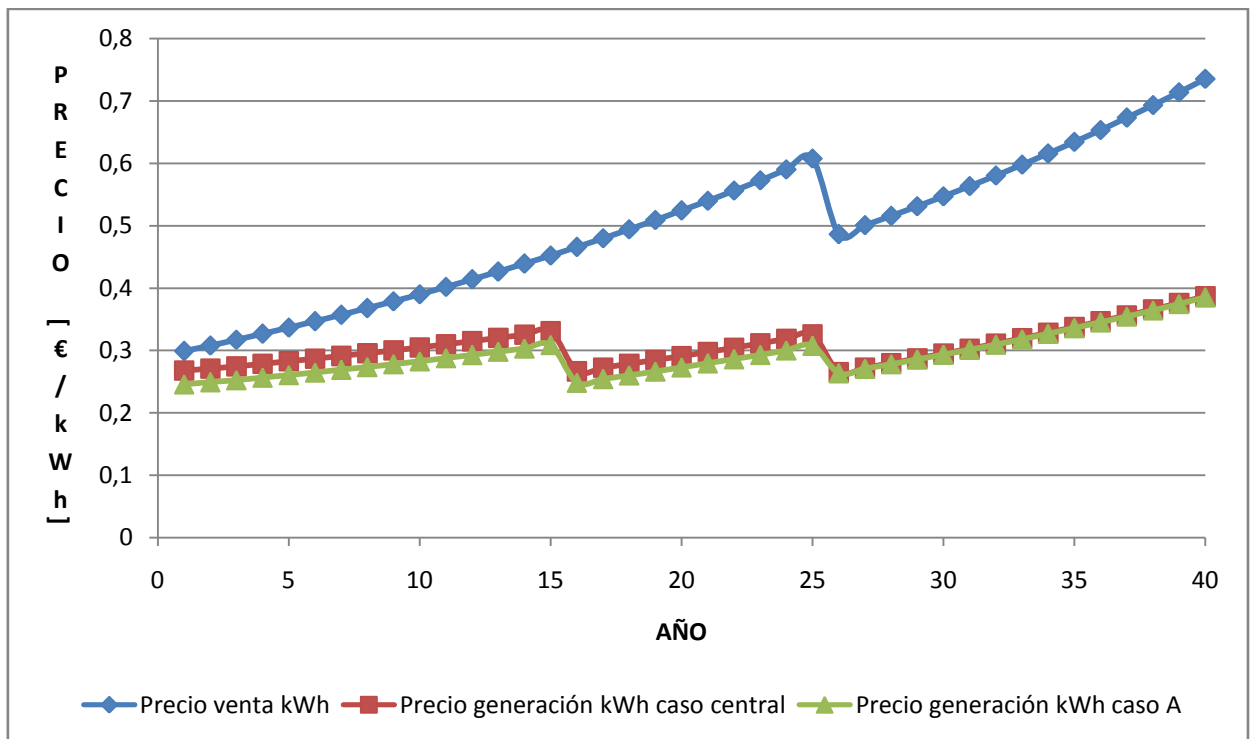


Fig.7.1 Comparativa precio kWh [5]

Finalmente, y con respecto al análisis de emisiones, se espera que al aumentar la eficiencia del ciclo de Rankine se produzca una reducción en las toneladas de dióxido de carbono emitidas

anualmente, al ser necesario un menor aporte de energía térmica al ciclo. Llevando de nuevo a cabo el procedimiento mostrado en la sección 4.6, se determina un aporte de gas natural anual de:

$$E_{gas\ natural} = 95,65\ GWh \quad (Ec. 7.21)$$

Y según lo mostrado en el capítulo 6, este nuevo diseño emitirá a la atmósfera un total de:

$$47677\ T\ de\ CO_2 \quad (Ec. 7.22)$$

Que suponen una reducción del 4,6% con respecto a las 49.984 toneladas emitidas en el caso central.

En conclusión, el aumento de la temperatura y la presión a la salida de la caldera en el ciclo de Rankine conllevan en primera instancia un aumento en la eficiencia del ciclo. Como consecuencia del mismo, se produce una disminución de las pérdidas por convección y radiación, así como una mejora generalizada en los parámetros de evaluación del diseño de la sección 3.7. 'Evaluación del diseño y caracterización'.

Además, se reduce el número de heliostatos necesarios, con el consecuente ahorro económico derivado de ello y la sustancial mejora en los indicadores del VAN y el TIR, que hacen más atractiva la inversión. El precio de generación del kWh se reduce con respecto al del caso central, y las emisiones de dióxido de carbono caen hasta en un 4,6% con respecto al caso central.

No obstante, este diseño presenta dos inconvenientes principales: en primer lugar, la elevación de la temperatura a la salida del receptor hasta los 600°C deja a la sal en una situación comprometida. En este trabajo se fijó la temperatura máxima que ésta puede soportar en 565°C, si bien es cierto que este valor permite una variación de $\pm 40^\circ\text{C}$ sin mayores consecuencias. No obstante, supone un riesgo elevado trabajar a temperaturas tan altas y puede suponer la degeneración de las sales.

Por otro lado, el nuevo diseño del receptor arrojaba un total de 7 paneles, algo que no es geoméricamente adecuado habida cuenta de que al entrar en el mismo, la sal se divide en dos caminos simétricos, por lo que es preferible un receptor con un número de paneles par.

7.2. CASO B: MODIFICACIÓN DEL TIEMPO DE ALMACENAMIENTO

Se analiza a continuación la reducción del número de horas de funcionamiento de la central al día. En el trabajo descrito bajo el caso central, se consideró la opción de mantener la central termosolar funcionando durante las 24 horas del día, los 365 días del año, ininterrumpidamente. En este caso, se estudia el efecto de reducir a 20 el número de horas al día en las que la instalación eléctrica se mantiene generando electricidad.

El cambio principal que lo anterior conlleva recae sobre el receptor; concretamente sobre la potencia media para la cual se diseña (Ec.3.76):

$$P_{media \text{ receptor}} = P_{eléctrica} / \eta_{ciclo} \cdot 20 / t_{sol} = 172 \text{ MW} \quad (\text{Ec. 7.23})$$

Esta modificación conlleva a su vez otras variaciones en los parámetros geométricos del receptor, y consecuentemente, se alteran las pérdidas por convección y radiación:

$$n_{paneles} = 7 \quad (\text{Ec. 7.24})$$

$$n_{tubos \text{ por panel}} = 69 \quad (\text{Ec. 7.25})$$

$$q_{conv} = 7,65 \text{ MW} \quad (\text{Ec. 7.26})$$

$$q_{rad} = 17,21 \text{ MW} \quad (\text{Ec. 7.27})$$

El nuevo dimensionamiento del campo de heliostatos acorde a los cambios arriba mostrados es el siguiente:

$$\text{Número de anillos} = 41 \quad (\text{Ec. 7.28})$$

$$\text{Número de heliostatos} = 3568 \quad (\text{Ec. 7.29})$$

$$\text{Superficie del campo de heliostatos} = 253 \text{ ha} \quad (\text{Ec. 7.30})$$

Los parámetros de evaluación del diseño de la sección 3.7 quedan como:

$$\eta_{cv} = 0,3873 = 38,73\% \quad (\text{Ec. 7.31})$$

$$\eta_{rec} = 0,3388 = 33,88\% \quad (\text{Ec. 7.32})$$

$$\eta_{ch} = 0,2530 = 25,30\% \quad (\text{Ec. 7.33})$$

$$\eta_i = 0,0590 = 5,90\% \quad (\text{Ec. 7.34})$$

$$\eta_{tot} = 0,0149 = 1,49\% \quad (\text{Ec. 7.35})$$

Además, la capacidad de los depósitos de almacenamiento también se ve alterada:

$$E_{tanque} = 852 \text{ MWh} \quad (\text{Ec. 7.36})$$

$$m_{sal} = 6,6 \text{ Tm} \quad (\text{Ec. 7.37})$$

Y por tanto, el número horas de almacenamiento al día que ofrece este tanque se calcula de acuerdo a la Ec.4.51:

$$h_{almacenamiento} = \frac{E_{almacenada}}{P_{eléctrica} / \eta_{ciclo}} = 11 \text{ horas} \quad (\text{Ec. 7.38})$$

El impacto económico que supone la reducción del número de horas de funcionamiento debe ser tratado con rigor: mientras que por un lado la inversión inicial se ve reducida principalmente por la necesidad de un número de heliostatos notablemente menor, por el otro, los ingresos por facturación de kWh generados también decrecen al hacerlo el número de horas de generación eléctrica.

Se desglosa el ahorro en inversión inicial con respecto al caso central en la tabla 7.1:

Elemento	Inversión caso central [M€]	Inversión caso B [M€]	Ahorro [M€]
Heliostatos	145	121,3	23,7
Compra del terreno	3	2,4	0,6
Tanques	32,54	23,87	8,7
Sales	54	39,6	14,4
			47,4

Tabla 7.1 Ahorro sobre la inversión inicial [5]

Además, hay un ahorro sustancial en los gastos de explotación como en la compra del gas natural (se necesita menos energía en concepto de apoyo), y también se reducen los gastos de mantenimiento. Por el contrario, la cantidad máxima de energía eléctrica que se puede generar en las condiciones de este caso es de:

$$E_{generada} = 30 \text{ MW} \cdot 20 \text{ h} \cdot 365 \text{ días} = 219 \text{ GWh} \quad (\text{Ec. 7.39})$$

Es decir, un 16,67% menos de energía con respecto al caso central. Si se descuenta el 7,5% destinado a la alimentación de los servicios auxiliares, la cantidad de energía disponible para facturación es de 202,575 GWh.

En consecuencia, las magnitudes nuevas para VAN y TIR son:

$$VAN = 183,5 \text{ M€} \quad (\text{Ec. 7.40})$$

$$TIR = 8,73\% \quad (\text{Ec. 7.41})$$

En lo que al precio de generación del kWh respecta, se observa cómo en comparación con el del caso central, el del caso B sale más caro. Es decir, el impacto de la reducción del número de horas de funcionamiento sobre la inversión inicial, gastos de explotación e ingresos por venta es menos atractivo que el del caso central; nótese cómo es a partir del año 26 (finalización de los pagos en concepto de amortización) cuando definitivamente el precio del caso central se encuentra notablemente por debajo del precio contemplado en el caso B (ver fig.7.2).

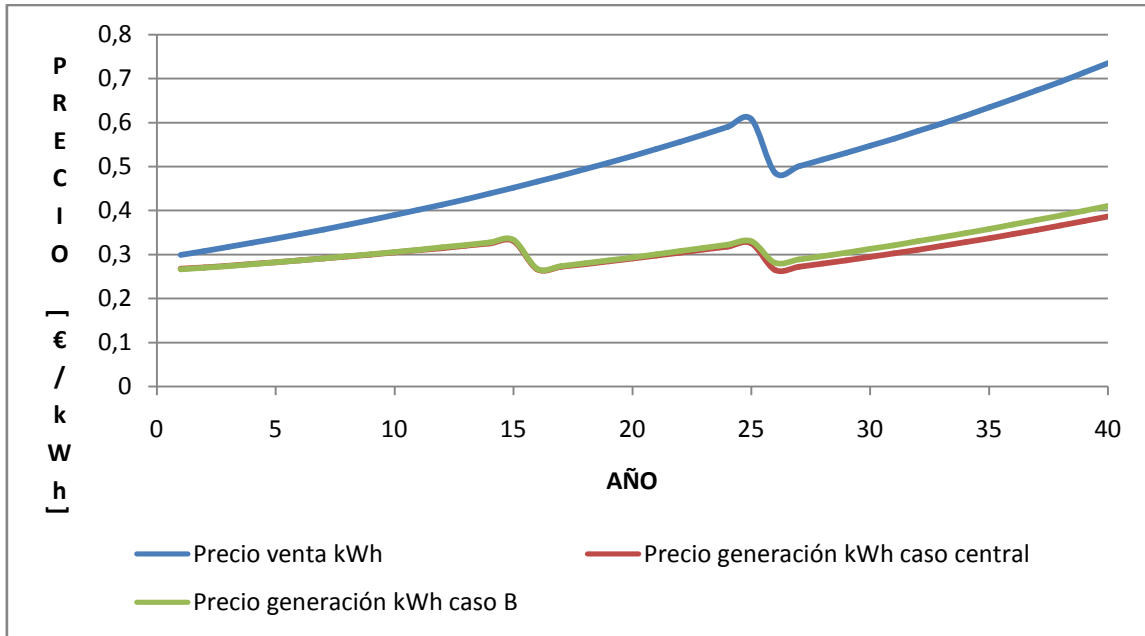


Fig.7.2 Comparativa precio kWh [5]

Se analiza finalmente el impacto sobre las emisiones de CO₂ anuales; en este caso, y siguiendo los procedimientos mostrados en líneas anteriores, la cantidad energética de apoyo en forma de electricidad que debe aportar la caldera de gas natural anualmente se trata de:

$$E_{gas\ natural} = 83,56\ GWh \quad (Ec.\ 7.42)$$

Lo que supone unas emisiones anuales de:

$$41651\ T\ de\ CO_2 \quad (Ec.\ 7.43)$$

Que representa un 16,67% de emisiones con respecto al caso central, algo esperable si se tiene en cuenta que se necesita el mismo porcentaje menos de energía al año.

En conclusión, la reducción del número de horas de funcionamiento diarias de la central tiene un primer impacto sobre las pérdidas por convección y radiación, que se reducen con respecto al caso central. También lo hace la dimensión del campo de heliostatos, algo lógico si se tiene en cuenta que se desea generar menos energía por día. Los indicadores de eficiencia de la sección 3.7 se ven mejorados en líneas generales (excepto el del ciclo de Rankine, puesto que se sigue necesitando el mismo aporte de energía térmica para generar la misma cantidad de energía eléctrica).

Es en el análisis económico donde se encuentra el hecho más relevante: a pesar de la considerable disminución en inversión inicial y gastos de mantenimiento que supone este caso, la consecuente reducción en energía eléctrica disponible para facturar provoca que tanto el VAN como el TIR del caso B sean bastante inferiores a los indicadores del caso central. Es decir, a igualdad de condiciones, supone una inversión mucho más atractiva y rentable la que no contempla una generación de 20 horas al día, sino de 24. Incluso el precio de generación del kWh es más atractivo en el caso central. Esto y el nuevamente impar número de paneles, suponen las mayores desventajas del caso B.

Finalmente, se hace evidente que una menor necesidad de generación de energía eléctrica supone una reducción de las toneladas de dióxido de carbono emitidas a la atmósfera anualmente.

7.3. CASO C: MODIFICACIÓN DE LOS TUBOS DEL RECEPTOR

En este apartado se va a estudiar el impacto técnico, económico y medioambiental que supondría utilizar tubos de distinto diámetro al utilizado en el caso central a la hora de diseñar el receptor. Se propone la utilización de tubos con un diámetro interno y externo mayor (de ahora en adelante, ‘tubos C1’), y otros de diámetro menor al del caso central (‘tubos C2’):

Tubos	Diámetro externo [cm]	Diámetro interno [cm]
C1	6,53	6,33
Caso central	5,28	5,08
C2	4,03	3,83

Tabla 7.2 *Diámetros de los tubos [5]*

Se recogen en la tabla 7.3 las principales alteraciones en la geometría del receptor y las magnitudes de pérdidas por convección y radiación correspondientes a cada tipo de tubo, así como las variaciones en el campo de heliostatos:

Tubo	Nº tubos	Nº paneles	q_{conv} [MW]	q_{rad} [MW]	Nº anillos	Nº helios.
C1	41	10	7,36	19,5	45	4268
Caso central	64	8	8,11	20,0	45	4268
C2	133	5	9,04	19,1	44	4087

Tabla 7.3 *Comparación entre tubos [5]*

Además, los índices de evaluación del diseño quedan como se indica en la tabla 7.4:

Tubo	η_{cv}	η_{rec}	η_{ch}	η_i	η_{tot}
C1	38,73%	33,34%	25,11%	4,84%	1,22%
Caso central	38,73%	32,20%	26,96%	4,68%	1,20%
C2	38,73%	35,24%	24,97%	5,12%	1,28%

Tabla 7.4 *Índices de evaluación del diseño [5]*

En lo que al impacto económico concierne, más allá del ahorro de un anillo de heliostatos con el diseño de tubos C2, no existe ninguna diferencia que merezca la pena tener en cuenta, tanto en inversión inicial como en los ingresos, entre el caso central y cualquiera de los otros dos casos con tubos alternativos.

No obstante sí existen matices que conviene considerar cuando se pasan a tratar las emisiones de dióxido de carbono, puesto que la diferencia geométrica en el receptor conlleva cambios en la energía que se transfiere desde el receptor a las sales (puesto que tanto la radiación que se hace necesaria concentrar sobre el receptor $-G_-$, como el rendimiento del mismo $-\eta_{rec}$ en la tabla 7.4-varían entre el diseño con uno y otro tubo). No obstante, el producto de los dos factores anteriores es igual para los tres tubos (caso central, C1, C2), por lo que la energía que pasa a absorber la sal (Ec.4.48) es la misma en todos los casos, y por lo tanto, los tres diseños generan la misma cantidad de emisiones:

Tubo	G [MW]	η_{rec}	$G \cdot \eta_{rec}$	$E_{eléc}$ [GWh]	$E_{térn}$ [GWh]	$E_{directa}$ [GWh]	E_{alm} [GWh]	$E_{gas nat}$ [GWh]
C1	620	33,34%	206	262,8	678,53	223,945	354,23	100,36
Caso central	641	32,20%	206					
C2	586	35,24%	206					

Tabla 7.5 Balances energéticos anuales [5]

Esto ha ocurrido porque la ecuación que da la eficiencia del receptor (Ec.3.85), depende de cuatro factores (potencia de entrada al ciclo de Rankine, tiempo de funcionamiento al día, tiempo de horas de sol sobre el umbral mínimo y radiación necesaria sobre el receptor). En los casos A y B se modificaban al menos dos de los mismos; sin embargo, tanto en el caso C1 como en el C2, sólo hay alteración de la radiación necesaria sobre el receptor, por lo que el producto $G \cdot \eta_{rec}$ queda constante.

Es decir, que entre el diseño del caso central y cualquiera que contemple la utilización de los tubos C1 o C2, indistintamente, no hay distinción entre emisiones de dióxido de carbono (puesto que en los tres casos se necesita la misma energía de apoyo).

En conclusión, la única diferencia que supone la variación del diámetro de los tubos del receptor es la alteración de la geometría del receptor. El número de tubos cambia sustancialmente entre los tres diseños, y en consecuencia así lo hacen las pérdidas por convección, estrechamente relacionadas con el área exterior total. Las pérdidas por radiación se mantienen aproximadamente constantes.

No existe ninguna modificación destacable sobre el estudio económico o de emisiones.

7.4. CASO D: MODIFICACIÓN DE LA TEMPERATURA MÁXIMA DE LAS SALES

La última simulación se realiza con el de la temperatura máxima de la sal, con el fin de observar la sensibilidad de este parámetro sobre el resto de magnitudes de la central en comparación con los anteriores casos expuestos. Debe tenerse en cuenta que el ciclo de Rankine no sufre ninguna modificación con respecto al del caso central (ni en las presiones ni en las temperaturas del agua).

Se estudian dos posibles modificaciones: tomando la referencia del caso central (565°C como temperatura máxima de la sal) y siguiendo el ejemplo del apartado 7.3, se proponen dos diseños alternativos que evalúen el impacto de modificar este parámetro en $\pm 40^\circ\text{C}$; el primero llamado D1 (temperatura máxima igual a 605°C) y el segundo, D2 (525°C).

Diseño	Temperatura máxima sal [°C]
D1	605
Caso central	565
D2	525

Tabla 7.6 Diseños alternativos D1 y D2 [5]

Se comienza considerando un aumento de 40°C sobre la temperatura del caso central (D1). En primer lugar, las modificaciones más evidentes se corresponden con las de las propiedades de la sal a la nueva temperatura (Ecs. 4.13-4.16):

$$\rho = 1705,22 \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (\text{Ec. 7.44})$$

$$c_p = 1547,06 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] \quad (\text{Ec. 7.45})$$

$$\mu = 0,9623 \cdot 10^{-3} \text{ [mPa} \cdot \text{seg]} \quad (\text{Ec. 7.46})$$

$$k = 0,55795 \left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \right] \quad (\text{Ec. 7.47})$$

La principal consecuencia de estas nuevas magnitudes es la alteración de los números característicos de Prandtl, Reynolds o Nusselt para la sal.

Además, la variación de temperatura que sufren las sales entre la entrada y la salida del receptor queda incrementada hasta los 340°C. Según se mostró en la Ec.3.16, el número de tubos del receptor es función del caudal másico máximo, que a su vez depende de este delta de temperatura (Ec.3.18). En consecuencia, este aumento de temperatura máxima genera alteraciones en el diseño geométrico del receptor, que queda como:

$$n_{\text{paneles}} = 9 \quad (\text{Ec. 7.48})$$

$$n_{\text{tubos por panel}} = 57 \quad (\text{Ec. 7.49})$$

La geometría del receptor es determinante a la hora de hallar las pérdidas por convección y radiación. Además, éstas se ven también afectadas por la variación en la temperatura del tubo mostrada en la Ec.3.32, que depende directamente de la temperatura media asumida para la sal en la Ec.3.33:

$$T_{\text{tubo}} = 635^\circ\text{C} \quad (\text{Ec. 7.50})$$

$$q_{\text{conv}} = 7,99 \text{ MW} \quad (\text{Ec. 7.51})$$

$$q_{\text{rad}} = 17,79 \text{ MW} \quad (\text{Ec. 7.52})$$

Las consecuencias quedan plasmadas sobre la estructura del campo de heliostatos:

$$\text{Número de anillos} = 41 \quad (\text{Ec. 7.53})$$

$$\text{Número de heliostatos} = 3568 \quad (\text{Ec. 7.54})$$

$$\text{Superficie del campo de heliostatos} = 253 \text{ ha} \quad (\text{Ec. 7.55})$$

Los parámetros de evaluación del diseño de la sección 3.7 quedarían de la siguiente manera:

$$\eta_{cv} = 0,3873 = 38,73\% \quad (\text{Ec. 7.56})$$

$$\eta_{rec} = 0,3858 = 38,58\% \quad (\text{Ec. 7.57})$$

$$\eta_{ch} = 0,2666 = 26,66\% \quad (\text{Ec. 7.58})$$

$$\eta_i = 0,0560 = 5,60\% \quad (\text{Ec. 7.59})$$

$$\eta_{tot} = 0,0149 = 1,49\% \quad (\text{Ec. 7.60})$$

Si se repite el proceso anterior para el caso D2 (525°C), los resultados quedan recopilados en la tabla 7.7:

Parámetro	Magnitud	Unidades
ρ	1756,1	kg/m ³
c_p	1533,3	J/(kg·K)
μ	$1,2538 \cdot 10^{-3}$	mPa·seg
k	0,54275	W/(m·K)
ΔT	260	-
$n_{paneles}$	6	-
$n_{tubos \text{ por panel}}$	86	-
T_{tubo}	655	°C
q_{conv}	8,31	MW
q_{rad}	21,81	MW
Número de anillos	47	-
Número de heliost.	4642	-
Superficie del campo	342	ha
η_{cv}	38,73%	-
η_{rec}	30,64%	-
η_{ch}	24,81%	-
η_i	4,45%	-
η_{tot}	1,1%	-

Tabla 7.7 Análisis caso D2 [5]

El análisis económico de ambas alternativas se desglosa en las siguientes líneas:

La alternativa de diseño D1 presenta como novedades favorables la notable disminución del número de heliostatos hasta los 3568, además del ahorro de una tonelada de sales fundidas (Ec.3.78). Esto supone un ahorro sobre la inversión inicial de unos 29,7 millones de euros.

Por contra, los gastos de mantenimiento se disparan en relación al caso central, puesto que al trabajar con una temperatura tan alta para la sal la probabilidad de rotura por fatiga de ciertos materiales se incrementa. Además, se hace necesario un mayor número de ciclos de reposición de las sales fundidas (si en el caso central se regenera el 10% anualmente, a esta temperatura habrá que cambiar hasta un 40% del total de las sales). Se asume por tanto que los gastos de mantenimiento (13 millones de euros el primer año en el caso central, actualizables según la inflación) aumentan hasta los 20 M€, lo que lastra considerablemente las magnitudes de VAN y TIR.

En cuanto a lo que al ahorro económico derivado del apoyo de gas natural se refiere, se repite de nuevo lo que ocurrió en el caso C: el producto $G \cdot \eta_{rec}$ es constante, y por ende, tanto el gasto económico como las emisiones de CO₂ son idénticas a las del caso central.

Las magnitudes nuevas para VAN y TIR son:

$$VAN = 201 \text{ M€} \quad (\text{Ec. 7.61})$$

$$TIR = 8,86\% \quad (\text{Ec. 7.62})$$

Con respecto al diseño D2, lo más destacable en su análisis económico es la ampliación de dos anillos de heliostatos con respecto al caso central, así como la necesidad de 10,5 toneladas de sales fundidas para cumplir con los requisitos de generación establecidos (una tonelada y media extra con respecto al caso central). El impacto sobre la inversión inicial es de 21,72 millones de euros adicionales. Por contra, los gastos de mantenimiento pueden ser reducidos desde los 13 M€ del caso central hasta 10 M€ al quedar la temperatura máxima de la sal tan reducida. El análisis económico financiero muestra entonces que:

$$VAN = 296,5 \text{ M€} \quad (\text{Ec. 7.63})$$

$$TIR = 9,53\% \quad (\text{Ec. 7.64})$$

Nótese cómo los indicadores económicos son mejores para el diseño D2, puesto que a pesar de ofrecer una inversión inicial superior, ésta queda amortizada en los primeros 25 años; por el contrario, los elevados gastos de mantenimiento del diseño D1 perduran los 40 años de vida de la central.

Para finalizar se adjunta la figura 7.3, en la que se muestra la comparación del precio de generación del kWh según la tecnología empleada (caso central, caso D1, caso D2). Obsérvese que es el caso D2 el que ofrece un precio de generación más reducido (incluso más que el del caso central), y por tanto los beneficios (calculados como ingresos menos gastos) serán máximos con este diseño. Por otro lado, el diseño D1 es el que cuenta con un precio de generación más elevado; las diferencias se hacen cada vez más notorias conforme pasan los años debido principalmente a la inflación.

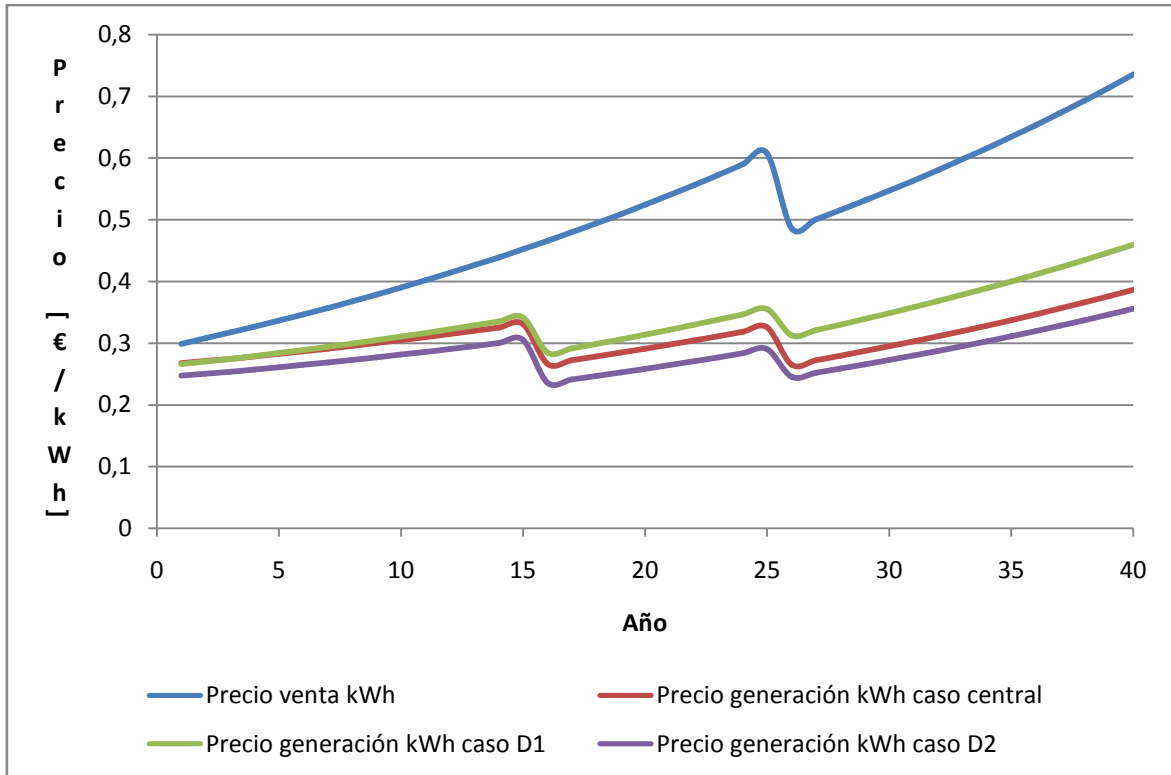


Fig.7.3 Comparativa precio kWh [5]

Las conclusiones que reporta el estudio del caso D son las siguientes:

- Desde el punto de vista técnico, el aumento de la temperatura máxima de las sales conlleva una disminución de las pérdidas por convección y radiación con respecto al caso central, todo lo contrario a lo que ocurre al disminuir la temperatura, que tiene un efecto negativo sobre dichas pérdidas. El caso D1 permite un diseño de campo de heliostatos más reducido que el D2, quedando el caso central entre ambos. Además, los índices de evaluación del diseño en el caso D1 reciben un impacto muy positivo con motivo del aumento de la temperatura 605°C (especialmente la eficiencia del receptor, que sube más de 6 puntos con respecto a la del caso central).
- Desde el punto de vista económico, es más favorable el diseño D2, puesto que los gastos de mantenimiento son menores y éstos pesan más sobre el análisis financiero a lo largo de los 40 años de vida útil de la central. El VAN del caso D2 supera al del caso central; el TIR es similar en ambos casos. El precio de generación del kWh es menor en el diseño D2.
- Desde el punto de vista de las emisiones, no hay diferencia entre ninguno de los tres diseños (central, D1, D2), y por lo tanto, se emiten las mismas toneladas en los tres casos.

Las desventajas principales del caso D1 son el riesgo de trabajar con la sal sobre 600°C (más roturas, más mantenimiento, más reposición de sal, menos tiempo de vida de los elementos e incluso de la central) y el diseño impar de paneles en el receptor. Por el otro lado, en el diseño D2 destacan negativamente las pérdidas por convección y radiación, excesivamente elevadas, y los bajos índices de evaluación del diseño en comparación con los otros casos.

CAPÍTULO 8: CONCLUSIONES

Este capítulo supone el colofón del presente Trabajo Final de Grado. A lo largo del mismo, se recogerán en diferentes tablas los principales resultados obtenidos para el caso central; a continuación, se hará una comparación entre el mismo y todas las alternativas de diseño consideradas en el capítulo 7 con el objetivo de determinar los puntos fuertes y débiles de cada una. Se termina el capítulo haciendo una crítica a los resultados obtenidos y detallando las principales líneas futuras de estudio.

8.1. RESUMEN DE LOS PRINCIPALES RESULTADOS OBTENIDOS

Los principales resultados para el caso central (generación de 30 MWe a la salida) que se ha estudiado a lo largo de los 6 primeros capítulos de este trabajo son los siguientes:

ASPECTO TÉCNICO

El punto de diseño de la central termosolar ha sido el siguiente:

Parámetro	Magnitud	Unidades
Emplazamiento	Conil de la Frontera (Cádiz)	-
Latitud	36,267	°
Longitud	-6,083	°
Fecha y hora	15 abril 12:00 h	-
Radiación media	604	W/m ²
Radiación máxima	793	W/m ²

Tabla 8.1 Punto de diseño [5]

En lo referente a la geometría del receptor se han obtenido los resultados que se indican en la tabla 8.2:

Parámetro	Magnitud	Unidades
d_{ext}	5,28	cm
d_{int}	5,08	cm
L_{tubo}	10	m
\dot{m}_{max}	586,9	kg/s
$n_{tubos\ por\ panel}$	64	-
$n_{paneles}$	8	-
v	1,3	m/s
T_{tubo}	644	°C
$d_{receptor}$	9,71	m
q_{conv}	8,11	MW
q_{rad}	20,0	MW
G	641	MW

Tabla 8.2 Geometría receptor caso central [5]

El campo de heliostatos queda dimensionado como sigue:

Parámetro	Magnitud	Unidades
h_{torre}	120	m
$n_{anillos}$	45	-
$n_{heliostatos}$	4268	-
$r_{último\ anillo}$	995,4	m
S_{campo}	311	ha

Tabla 8.3 Campo de heliostatos [5]

Los resultados entran dentro de los márgenes esperables, puesto que de acuerdo a [37], el radio del último anillo para la potencia eléctrica de diseño debería ser del orden de un kilómetro.

El depósito de almacenamiento y las sales fundidas tienen las características que se adjuntan en la tabla 8.4:

Parámetro	Magnitud	Unidades
$E_{depósito}$	1162	MWh
r	10,27	m
h	20,53	m
$V_{depósito}$	6800	m ³
m_{sales}	9	ton
$T_{máx\ sal}$	565	°C
$T_{mín\ sal}$	265	°C
ρ	1730,66	kg/m ³
c_p	1540,18	J/(kg·K)
μ	$1,1438 \cdot 10^{-3}$	mPa·seg
k	0,5535	W/(m·K)

Tabla 8.4 Tanque de almacenamiento [5]

Las principales eficiencias de las secciones que componen la central termosolar son las mostradas en la tabla 8.5:

Parámetro	Magnitud	Unidades
η_{cv}	38,73%	-
η_{rec}	32,2%	-
η_{ch}	25,96%	-
η_i	4,68%	-
η_{tot}	1,2%	-

Tabla 8.5 Índices de evaluación del diseño [5]

El rendimiento del ciclo de vapor (η_{cv}) es típico para este tipo de centrales térmicas de ciclo de Rankine simple. Cabe recordar que el indicador η_i muestra que es más adecuada, para el recurso solar dado, una central termosolar antes que un parque fotovoltaico (cuya eficiencia intermedia es del orden del 3%). Finalmente, y como se comentó en la sección 4.7, el indicador η_{tot} debe su pequeña magnitud al progresivo espaciado entre anillos heliostatos, que provoca que una mayor cantidad de radiación incidente lo haga sobre el suelo a la par que crece la distancia a la torre central.

En cuanto al balance de energías anuales en los puntos clave de la instalación termosolar:

Parámetro	Magnitud	Unidades
$E_{eléctrica}$	262,8	GWh
$E_{térmica}$	678,535	GWh
$E_{directa}$	223,945	GWh
$E_{almacenamiento}$	354,23	GWh
$E_{gas\ natural}$	100,36	GWh

Tabla 8.6 Balance energético anual [5]

Es importante notar cómo casi un alto porcentaje de la energía térmica necesaria se puede generar sin necesidad de apoyo de gas natural.

ASPECTO ECONÓMICO

Parámetro	Magnitud	Unidades
VAN	289.947.280	€
TIR	9,71%	-
Tiempo de amortización	25	años
Vida útil de la planta	40	años
Tasa de descuento	6%	-
Inflación	3%	-
Inversión inicial	326.556.500	€
Tiempo de realización	22	meses
Coste realización informe	7505	€

Tabla 8.7 Análisis económico-financiero [5]

Observando los indicadores de la tabla 8.7, es evidente que se trata de un proyecto rentable desde el punto de vista económico. No sólo se recupera la inversión inicial de 326 millones de euros, sino que además el valor del proyecto se sitúa alrededor de los 300 millones de euros,

con una tasa interna de retorno muy atractiva en comparación con la de otros proyectos de menos riesgo.

ASPECTO MEDIOAMBIENTAL

Parámetro	Magnitud	Unidades
Toneladas CO ₂ emitidas	49.984	ton
Volumen gas natural necesario	22,64·10 ⁶	m ³
Ahorro con respecto a central de gas natural	81.191	ton
Ahorro con respecto a central de carbón	275.016	ton
Ratio kg CO ₂ /kWh	0,498	kg CO ₂ /kWh

Tabla 8.8 *Análisis medioambiental anual [5]*

Un vistazo rápido a los resultados de la tabla 8.8 demuestra los beneficios medioambientales derivados de la construcción de esta central solar en detrimento de otra convencional del mismo tamaño, ya sea de gas natural o carbón.

En las siguientes páginas se muestran tablas que incluyen los principales resultados de las alternativas de estudio consideradas en el capítulo 7, con el objetivo de poder comparar los diferentes diseños entre sí y atisbar fácilmente las principales ventajas y desventajas de cada uno con respecto al caso central. En la sección 8.2 se exponen los comentarios y conclusiones finales que se obtienen del estudio de estas tablas (Tablas 8.9-8.13) y de la figura 8.1, que agrupa bajo el mismo gráfico los precios de generación del kWh correspondientes a cada tecnología estudiada.

El código de colores utilizados para las tablas es el siguiente: en verde se destacan las celdas correspondientes a los parámetros más favorables de entre todos los casos estudiados; por el contrario, en rojo, se han coloreado las celdas que muestran los peores parámetros al ser comparados con los de otros casos.

ASPECTOS TÉCNICOS DEL RECEPTOR

Caso	d_{ext} [cm]	d_{int} [cm]	$n_{\text{tubos por panel}}$	n_{paneles}	$n_{\text{tubos total}}$	q_{conv} [MW]	% variación respecto caso central	q_{rad} [MW]	% variación respecto caso central	Δp [MPa]	% variación respecto caso central	G [MW]	η_{rec}
Central	5,28	5,08	64	8	512	8,11	-	20,0	-	2,16	-	641	32,20%
A	5,28	5,08	72	7	504	7,98	-1,60%	18,57	-7,15%	2,15	-0,46%	564	34,74%
B	5,28	5,08	69	7	483	7,65	-5,67%	17,21	-13,95	2,15	-0,46%	508	33,88%
C1	6,53	6,33	41	10	410	7,36	-9,25%	19,5	-2,5%	2,16	0%	620	33,34%
C2	4,03	3,83	133	5	665	9,04	+11,47%	19,1	-4,5%	2,15	-0,46%	586	35,24%
D1	5,28	5,08	57	9	513	7,99	-1,48%	17,79	-11,05	2,21	+2,31%	536	38,58%
D2	5,28	5,08	86	6	516	8,31	+2,47%	21,81	+9,05%	2,21	+2,31%	674	30,64%

Tabla 8.9 Comparativa entre receptores [5]

DIMENSIONAMIENTO DEL CAMPO DE HELIOSTATOS

Caso	n_{anillos}	$n_{\text{heliostatos}}$	Radio último anillo [m]	Superficie campo [ha]	η_{ch}
Central	45	4268	995,4	311	25,96%
A	43	3910	946,5	281	25,29%
B	41	3568	898,0	253	25,30%
C1	45	4268	995,4	311	25,11%
C2	44	4087	970,9	296	24,97%
D1	41	3568	898,0	253	26,66%
D2	47	4642	1044,7	342	24,81%

Tabla 8.10 Comparativa entre campos de heliostatos [5]

BALANCE ANUAL ENERGÉTICO

Caso	$E_{eléctrica}$ [GWh]	$E_{térmica}$ [GWh]	$E_{directa}$ [GWh]	$h_{directas}$ [h]	$E_{almacenamiento}$ [GWh]	$h_{almacenamiento}$ [h]	m_{sal} [ton]	$E_{gas\ natural}$ [GWh]	$h_{gas\ natural}$ [h]
Central	262,8	678,535	223,945	2891	354,23	4618,3	9	100,36	1250,7
A	262,8	644,908	201,232	2922	347,48	4597	8,6	95,65	1242
B	219	565,453	223,945	2983	258,75	3420	6,6	83,56	897
C1	262,8	678,535	223,945	2891	354,23	4618,3	9	100,36	1250,7
C2	262,8	678,535	223,945	2891	354,23	4618,3	9	100,36	1250,7
D1	262,8	678,535	223,945	2891	354,23	4618,3	8	100,36	1250,7
D2	262,8	678,535	223,945	2891	354,23	4618,3	10,5	100,36	1250,7

Tabla 8.11 Comparativa entre balances anuales de energía [5]

ANÁLISIS ECONÓMICO-FINANCIERO

Caso	Inversión Inicial [M€]	% variación respecto caso central	VAN [M€]	% variación respecto caso central	TIR
Central	326,5	-	289,9	-	9,71%
A	308,5	-5,5%	312,0	+7,62%	10,17%
B	279,2	-14,49%	183,5	-36,67%	8,73%
C1	326,5	0%	289,9	0%	9,71%
C2	326,5	0%	289,9	0%	9,71%
D1	296,9	-9,07%	201,1	-30,63%	8,86%
D2	348,2	+6,6%	296,5	+2,28%	9,53%

Tabla 8.12 Comparativa entre los análisis económicos [5]

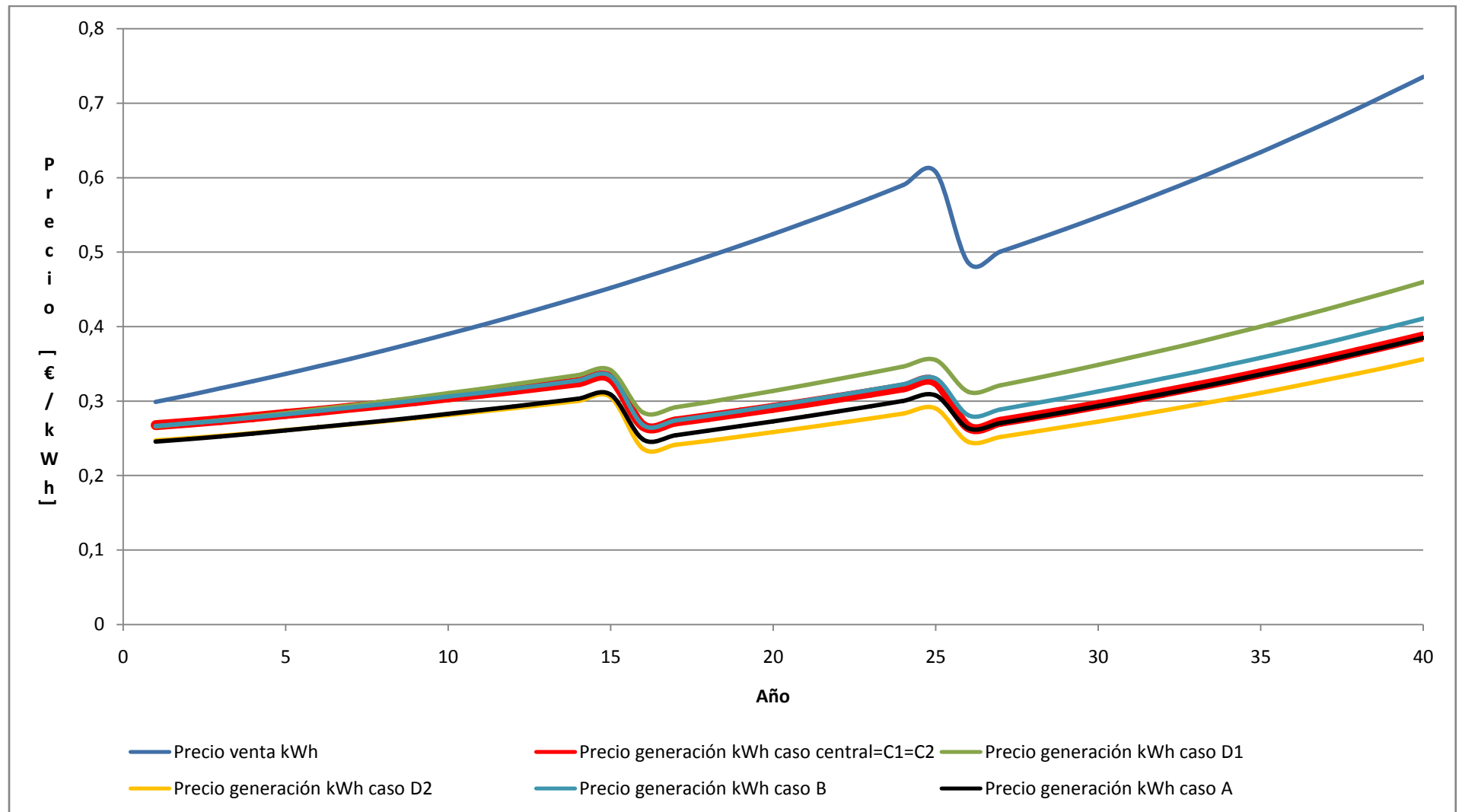


Fig.8.1 Comparativa precio kWh [5]

ANÁLISIS DE EMISIONES ANUALES

Caso	Emisiones CO ₂ [ton]	Ahorro respecto al caso central [ton]	% variación respecto caso central	% variación respecto central gas natural (*)	% variación respecto central carbón (**)	Ratio kg CO ₂ /kWh
Central	49.984	-	-	-61,90%	-84,62%	0,498
A	47.677	-2307	-4,6%	-63,65%	-85,33%	0,498
B	41.651	-8333	-16,67%	-68,24%	-87,18%	0,498
C1	49.984	0	0%	-61,90%	-84,62%	0,498
C2	49.984	0	0%	-61,90%	-84,62%	0,498
D1	49.984	0	0%	-61,90%	-84,62%	0,498
D2	49.984	0	0%	-61,90%	-84,62%	0,498

Tabla 8.13 Comparativa entre los análisis de emisiones [5]

(*) Porcentaje de reducción de emisiones en relación a una central térmica de gas natural de 30 MWe [131.175 ton].

(**) Porcentaje de reducción de emisiones en relación a una central térmica de carbón de 30 MWe [325.000 ton].

8.2. CONCLUSIONES FINALES A LOS RESULTADOS

Las conclusiones finales que se pueden extraer del análisis de las tablas anteriores son las siguientes:

- **CASO A:** el incremento de temperatura y presión del punto 3 del ciclo de Rankine permite reducir las pérdidas por radiación. La dimensión del campo de heliostatos se reduce y esto afecta positivamente a los indicadores económicos. El hecho de necesitar menos energía térmica para generar la misma potencia eléctrica le otorga la categoría de caso más favorable desde el punto de vista económico-financiero, con el VAN y el TIR más altos de todos los casos estudiados. Así mismo, y dejando a un lado el caso B (que no mantiene la producción 24 horas al día), también se trata del caso más favorable desde el punto de vista de las emisiones, al ser evidente que una menor necesidad de energía térmica conlleva un menor aporte de gas natural. Muestra un coste de generación por kWh intermedio.
- **CASO B:** la disminución de 24 a 20 horas de generación eléctrica diarias conllevan como principal ventaja desde el punto de vista técnico la reducción en las pérdidas por radiación, siendo el caso más favorable de toda la serie. En realidad, se trata de un caso cuyos resultados no son del todo comparables a los demás, puesto que evidentemente el hecho de ser el caso con menos emisiones y que menos energía térmica necesita van más ligados a la menor generación eléctrica anual que a cualquier otra mejora técnica. El reducido número de anillos de heliostatos lo presentan como el caso con menor desembolso inicial, aunque es el proyecto menos atractivo para el inversor atendiendo a su VAN y TIR.
- **CASO C:** la única conclusión relevante derivada de la modificación del diámetro de los tubos que conforman los paneles es, precisamente, el número de tubos presentes en el receptor. Se observa el caso C1 (mayor diámetro) presenta el menor número de tubos en total, y puesto que las pérdidas por convección van ligadas a la superficie de los mismos, es el caso más favorable desde este punto de vista. Todo lo contrario ocurre en el caso C2, que presenta el mayor número de tubos y las pérdidas más elevadas en concepto de convección. Por lo demás, no hay ninguna diferencia relevante que lo destaque sobre el caso central.
- **CASO D:** desde el punto de vista técnico del receptor, los casos D1 y D2 no podían ser más diferentes. Al aumentar la temperatura de las sales (D1), se obtiene la eficiencia máxima para el receptor; por el contrario, el caso D2 dispara las pérdidas por radiación y presenta la eficiencia para el receptor más pobre. El campo de heliostatos de cada uno es también diametralmente opuesto al del otro: mientras que para D1 el número de anillos es mínimo y la eficiencia del campo máxima, en el caso D2 ocurre todo lo contrario. No obstante, la situación da un vuelco en el análisis económico: a pesar de llevar asociada la mayor inversión inicial, el caso D2 presenta el índice €/kWh más reducido de todos; es D1 el que muestra un coste de generación más alto asociado a los elevados costes de mantenimiento que presenta.

Para hacer más visual lo expuesto en los cuatro puntos anteriores, se facilita la siguiente tabla en la que se muestran los principales puntos fuertes y débiles de cada caso, y las causas a las que se deben:

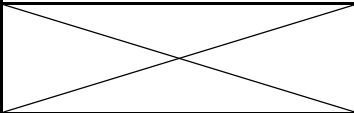
CASO	VENTAJAS	DESVENTAJAS	CAUSA
A	↑VAN ↑TIR ↓EMISIONES ↓ENERGÍA TÉRMICA	Nº PANELES IMPAR ↑TEMPERATURA SAL	REDUCCIÓN DE LA ENERGÍA TÉRMICA NECESARIA EN EL CICLO RANKINE
B	↓PÉRDIDAS RADIACIÓN ↓EMISIONES ↓INVERSIÓN INICIAL	Nº PANELES IMPAR ↓VAN ↓TIR	REDUCCIÓN DEL NÚMERO DE HORAS DE FUNCIONAMIENTO ANUALES
C1	↓PÉRDIDAS CONVECCIÓN Nº PANELES PAR	NO REDUCE EMISIONES	INCREMENTO DEL DIÁMETRO DE TUBO
C2		↑ PÉRDIDAS CONVECCIÓN Nº PANELES IMPAR NO REDUCE EMISIONES	REDUCCIÓN DEL DIÁMETRO DEL TUBO
D1	↑EFICIENCIA RECEPTOR ↑EFICIENCIA CAMPO H.	Nº PANELES IMPAR NO REDUCE EMISIONES ↑€/kWh ↑TEMPERATURA SAL	ELEVACIÓN TEMPERATURA MÁXIMA SALES
D2	↓€/kWh Nº PANELES PAR	NO REDUCE EMISIONES ↑PÉRDIDAS RADIACIÓN ↑INVERSIÓN INICIAL	REDUCCIÓN TEMPERATURA MÁXIMA SALES

Tabla 8.14 Comparativa ventajas/desventajas [5]

En conclusión, queda evidentemente demostrado que cada caso tiene sus pros y sus contras. Para decantarse por uno de ellos, habría que buscar un equilibrio a partir de la conjunción de dos casos (como por ejemplo, incrementar el diámetro del tubo y elevar la temperatura máxima de las sales).

Si por ejemplo se busca el mejor diseño desde el punto de vista técnico (en cuanto a minimizar pérdidas por convección y radiación, número par de paneles) el caso C1 muestra unos resultados atractivos por encima del resto.

Si lo que se busca es rentabilidad económica antes que cualquier otro beneficio, el caso A sería el más adecuado para el inversor atendiendo a los parámetros del VAN y el TIR.

Finalmente, si de las emisiones de dióxido de carbono se trata, el diseño que más las minimiza se trata del caso B, a cambio de reducir también el número de horas de funcionamiento anuales de la central.

8.3. CRÍTICA A LOS RESULTADOS

A continuación se resumen algunas de las suposiciones y simplificaciones que se han utilizado a lo largo del Trabajo Final de Grado para reducir la complejidad de las operaciones. Es importante mencionar que dichas simplificaciones son las típicas utilizadas en este tipo de trabajos de diseño preliminar.

El primer punto en el que es inevitable reparar es en el campo de heliostatos. Suponiendo casi el 50% del capital inicial, se debe exigir al campo una eficiencia superior a la obtenida en este caso. Para la caracterización de los coeficientes de pérdidas por apuntamiento, suciedad y similares se han supuesto valores orientativos para evitar la enorme complejidad que supone el cálculo de los mismos. Además, al ser seleccionado un diseño circular para el campo de heliostatos no se está optimizando al máximo la relación posición sobre el campo-radiación reflejada por cada unidad. De hecho, en la figura 8.2 se observa la disposición de los heliostatos en la central Gemasolar [42], con anillos completos para los heliostatos más cercanos a la torre, y anillos semicirculares para los más alejados. Dado el carácter general de este Trabajo Final de Grado, un estudio de optimización del campo de heliostatos queda fuera del alcance y objetivos.

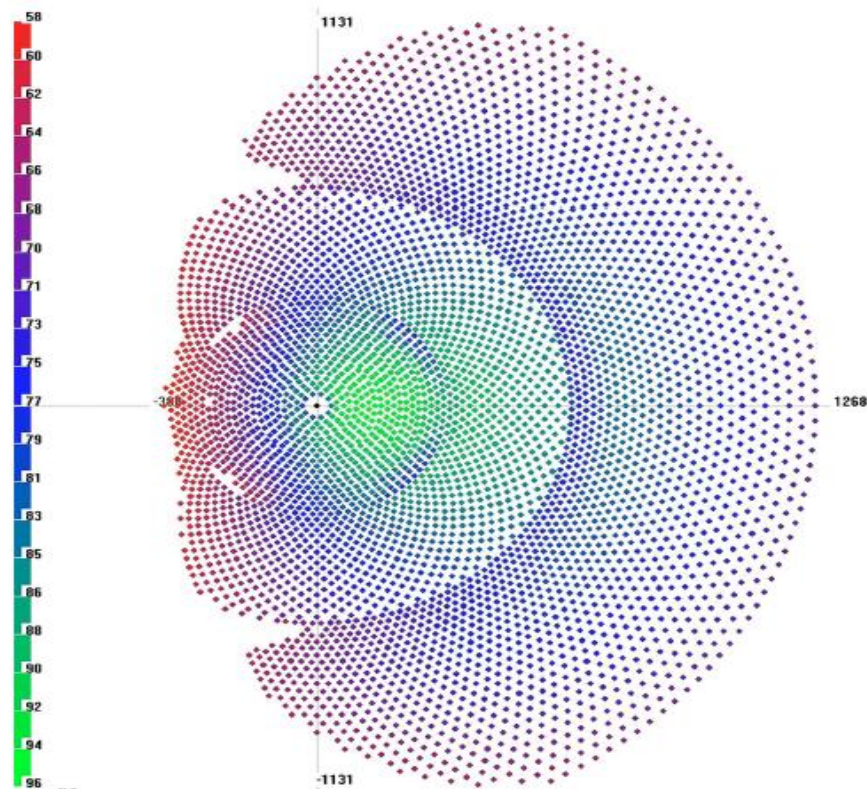


Fig.8.2 Campo heliostatos Gemasolar [42]

En la figura 8.2, el código de colores indica la radiación que cada heliostato refleja: cuanto más arriba se encuentre un color sobre la escala de la izquierda de la figura, más eficiente es el heliostato del campo con ese mismo color.

Otro elemento principal sobre el que se han aplicado considerables simplificaciones es el receptor de torre. En primer lugar, se ha admitido como válida una aproximación de cuerpo gris para la superficie de los tubos que lo conforman, algo que no es estrictamente cierto. Además, se ha seleccionado un incremento uniforme en la temperatura de la sal a su paso por los propios tubos, sin considerar posibles gradientes desiguales de temperatura. Esto implica que el delta de temperatura de la sal es el mismo en cada uno de los paneles que conforman el receptor.

El modelo de radiación incidente escogido ha sido muy básico, tan sólo considerando la radiación de la hora de diseño y la máxima y media de ese mismo día. Un diseño más preciso debería considerar curvas de radiación con alteraciones puntuales de carácter estadístico (días nublados, lluvia).

Finalmente, en lo referido a las sales fundidas, se ha supuesto una temperatura constante para las mismas mientras se encuentran almacenadas en los tanques, sin tener en cuenta posibles transitorios de temperatura o transferencias de calor con las paredes de los mismos.

No obstante, el diseño resultante ha demostrado ser viable desde los tres puntos de vista estudiados (técnico, económico y medioambiental), con resultados aceptables dentro de los márgenes esperables en comparación con otras centrales reales que utilizan la misma tecnología.

8.4. LÍNEAS FUTURAS DE ESTUDIO

Las líneas futuras de optimización de la central deben estar innegablemente ligadas a mejorar las simplificaciones mencionadas en el apartado 8.3. Es decir:

- Análisis de la posición de cada heliostato en relación a los kWh producidos por el mismo, máxima energía que podría llegar a producir, y con ello minimizar el número total de unidades para generar la misma energía eléctrica. Una mejor eficiencia del campo de heliostatos conlleva una mayor energía transmitida a las sales, lo que permite almacenar mayor energía en los tanques y depender menos del apoyo de la caldera de gas natural.
- Estudio en detalle la distribución de temperaturas en la sal a lo largo de su recorrido por el receptor. Consideración de diseños geométricos alternativos para éste último (nuevas distribuciones de tubos y paneles) con el fin de minimizar y calcular con más precisión las pérdidas por convección y radiación.
- Utilización de materiales alternativos a la hora de fabricar el receptor, puesto que éste se encuentra sometido a continuos ciclos de calentamiento y enfriamiento que pone en riesgo el tiempo de vida de los materiales que lo conforman.
- Aproximación hasta el límite de las temperaturas de operación de la sal fundida, puesto que el rendimiento del ciclo de vapor será tanto mayor cuanto más alta sea la temperatura a la entrada y menor la temperatura a la salida, según lo establecido por el estudio del rendimiento del ciclo de Carnot. En consecuencia, y ligado al anterior punto, se hace necesario disponer de materiales que soporten incrementos de temperaturas extremas sin que por ello su riesgo de fallo se eleve en demasía.

- Utilización para el diseño curvas de radiación aleatorias, mediante un estudio más profundo de las características meteorológicas del emplazamiento. Esto conllevaría resultados estadísticos más precisos y fiables.
- Diseño en profundidad el intercambiador de calor entre las sales y el agua (en este trabajo, de tubo-carcasa); estudiar morfologías alternativas e introducir las pérdidas correspondientes ocasionadas por este elemento.
- Finalmente, desde el punto de vista económico, sería interesante la realización de un barrido sistemático de los tiempos de amortización y tiempo de vida de la central para estudiar si ello conduce a indicadores de VAN y TIR más favorables.

APÉNDICES

APÉNDICE A: ECUACIONES BÁSICAS DE LA TERMODINÁMICA

Para el correcto entendimiento de las ecuaciones que rigen el comportamiento termodinámico de los elementos del ciclo de Rankine, es necesario realizar un volumen de control sobre cada componente y aplicar las tres ecuaciones básicas de la termodinámica:

Balance de masa:

$$d\dot{m}/dt = \dot{m}_e - \dot{m}_s \quad (\text{Ec. A.1})$$

Nota: el subíndice “e” denota “entrada”, de la misma forma que “s” denota salida. No obstante, también pueden ser indistintamente utilizados “1” y “2” con el mismo sentido.

Balance de energía:

$$dE/dt = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} v_e^2 + g z_e \right) - \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} v_s^2 + g z_s \right) \quad (\text{Ec. A.2})$$

Nota: el criterio de signos es el siguiente: positivo para potencias salientes (generadas) y calores entrantes (consumidos); negativo para las potencias entrantes y calores salientes.

Balance de entropía:

$$dS/dt = \sum \dot{Q}/T + \dot{m}_e s_e - \dot{m}_s s_s + \dot{\sigma} \quad (\text{Ec. A.3})$$

Nota: la irreversibilidad ($\dot{\sigma}$) siempre es mayor (en procesos reales o irreversibles) o igual (en procesos ideales o reversibles) que cero.

Para la facilitación del análisis de cada componente, se asume lo siguiente:

- Todos los procesos son estacionarios (no hay variación con el tiempo).
- Se desprecian las variaciones de energía cinética y potencial.
- La bomba y la turbina son adiabáticas (no hay intercambio de calor con el exterior).
- La caldera y el condensador son isóbaros.
- El intercambiador de calor es adiabático hacia fuera.

Además, el agua se modela como un “Líquido Incompresible Caloríficamente Perfecto” (LICP), de lo que se desprende lo siguiente:

- La densidad es constante (líquido incompresible).
- La energía interna solo depende de la temperatura.
- El calor específico se considera constante e igual a 4180 J/Kg.K

La ecuación de estado para este tipo de sustancias es:

$$\rho = 1/v \quad (\text{Ec. A.4})$$

Y si a los balances anteriormente mostrados se les aplica la condición de LICP, se obtiene que:

$$\Delta u = c\Delta T \quad (\text{Ec. A.5})$$

$$\Delta h = c\Delta T + \Delta p \cdot v \quad (\text{Ec. A.6})$$

$$\Delta s = c \cdot \ln(T_2/T_1) \quad (\text{Ec. A.7})$$

En la tabla A.1 se presentan el símbolo, definición y unidades de cada término utilizado en las ecuaciones previas:

Nomenclatura	Definición	Unidades
\dot{m}	Gasto másico	[Kg/s]
U	Energía interna	[J]
\dot{Q}	Potencia calorífica	[W]
\dot{W}	Potencia al eje	[W]
h	Entalpía específica	[J/kg]
v	Velocidad	[m/s]
z	Altura	[m]
g	Constante gravitación universal (9,81)	[m/s ²]
s	Entropía específica	[J/Kg.K]
T	Temperatura	[K]
$\dot{\sigma}$	Irreversibilidad	[W/K]
ρ	Densidad	[Kg/m ³]
u	Volumen específico	[m ³ /Kg]
p	Presión	[bar]
c	Calor específico del agua (4180)	[J/Kg.K]
η	Rendimiento	[%]

Tabla A.1 Magnitudes termodinámicas relevantes [5]

APÉNDICES B: CÓDIGOS MATLAB DEL CASO CENTRAL

APÉNDICE B1: GEOMETRÍA DEL RECEPTOR

```
%Propiedades sal calculadas a 565 grados celsius
ro=1730.66;
cp=1540.18;
mu=1.1438e-3;
ksal=0.5535;

%Datos de diseño
dext=0.0528;
dint=0.0508;
SepTubos=0.1*dext;
SepPaneles=0.1;
Ltubo=10;
Tmaxsal=565+273;%La temperatura, siempre en grados Kelvin
Tminsal=265+273;
Tmaxtubo=750+273;

v=0.5;%Se inicializa la velocidad de la sal al paso por los tubos
mtubo=ro*v*pi*dint^2/4

Pelectrica=30000000;%Se desean 30MWe a la salida de la central
rend=0.3873;%Rendimiento ciclo vapor
Ptermica=Pelectrica/rend;
nhoras=9%9 horas superando el umbral de 200W/m2
Pmaxdia=793;%W/m2 correspondientes al 15abril
Pmeddia=604;%W/m2 correspondientes al 15abril
Pmedrec=Ptermica*24/nhoras

Pmaxrec=Pmedrec*(Pmaxdia/Pmeddia);%Potencia máxima para diseño
receptor
mmax=Pmaxrec/(cp*(Tmaxsal-Tminsal));%Gasto másico máximo

ntubos=mmax/(2*mtubo);
Ntubos=floor(ntubos);

kacero=20;%Conductividad del acero
Rcond=log(dext/dint)/(2*pi*Ltubo*kacero);

Re=ro*v*dint/mu;
Pr=cp*mu/ksal;
Nu=0.023*(Re)^0.8*(Pr)^0.4;
h=Nu*ksal/dint;
Rconv=1/(pi*dint*Ltubo*h);

Rtotal=Rcond+Rconv;
qt=(Tmaxtubo-Tmaxsal)/Rtotal;%W

deltaTpanel=qt/(cp*mtubo);
deltaTreceptor=580;
npaneles=2*deltaTreceptor/deltaTpanel;
Npaneles=floor(npaneles);

Dreceptor=(dext*Ntubos+SepTubos*(Ntubos-1)+SepPaneles)*Npaneles/pi;
%Comienza la iteración
```

```
while Dreceptor>10
    v=v+0.1;
    mtubo=ro*v*pi*dint^2/4;
    ntubos=mmax/(2*mtubo);
    Ntubos=floor(ntubos);
    Re=ro*v*dint/mu;
    Nu=0.023*(Re)^0.8*(Pr)^0.4;
    h=Nu*ksal/dint;
    Rconv=1/(pi*dint*Ltubo*h);
    Rtotal=Rcond+Rconv;
    qt=(Tmaxtubo-Tmaxsal)/Rtotal;
    deltaTpanel=qt/(cp*mtubo);
    npaneles=2*deltaTreceptor/deltaTpanel;
    Npaneles=floor(npaneles);
    Dreceptor=(dext*Ntubos+SepTubos*(Ntubos-
1)+SepPaneles)*Npaneles/pi;
end
```

APÉNDICE B2: PÉRDIDAS POR CONVECCIÓN

```
%Propiedades sal a 565 grados celsius
ro=1730.66;
cp=1540.18;
mu=1.1438*10^(-3);
ksal=0.55035;

%Datos de diseño
dext=0.0528;
dint=0.0508;
Ltubo=10;
v=1.3;%Obtenido en diseño geometría
Ntubos=64;%Obtenido en diseño geometría
Npaneles=8;%Obtenido en diseño geometría

Pr=cp*mu/ksal;
Re=ro*v*dint/mu;
Nu=0.023*Re^0.8*Pr^0.4;%Nusselt flujo interno
h=Nu*ksal/dint;
Rconv=1/(pi*dint*Ltubo*h);%Pérdidas conv flujo interno [K/W]
Rcond=log(dext/dint)/(40*pi*Ltubo);%Pérdidas por conduccion [K/W]
Rtotal=Rcond+Rconv;%[K/W]

Tamb=20+273;%Temperatura media dia 15 abril
Tmaxtubo=750+273;
Tminsal=265+273;
Tmaxsal=565+273;
Tsal=((Tminsal^4+Tmaxsal^4)/2)^(1/4);
qt=(Tmaxtubo-Tmaxsal)/Rtotal;

Ttubo=Tsal+qt*Rtotal;

%Propiedades del aire a 20 grados celsius
roa=1.204;
cpa=1005;
kaire=0.0257;
nua=15.11*10^(-6);
mua=18.25*10^(-6);
vviento=1;%Velocidad viento media dia 15 abril
Pra=cpa*mua/kaire;%Prandtl aire
```

```

Rea=roa*vviento*dext/mua;%Reynolds aire

Fcorr=1;
fcorr=1;
Nucf=0.3*Fcorr+((0.62*fcorr*Rea^(0.5)*Pra^(1/3))/(1+(0.4/Pra)^(2/3))^(
0.25))*(1+(Rea/(2.82*10^5))^(5/8))^(4/5);%Nusselt convección forzada
hcf=kaire*Nucf/dext;%Coef transf calor conv forzada

Tmedia=(Tamb+Ttubo)/2;
Gr=((9.81)*(1/Tmedia)*(Ttubo-Tamb)*10^3)/(nua^2);
Ra=Gr*Pra;
Nucn=(0.825+0.387*Ra^(1/6)/(1+(0.492/Pra)^(9/16))^(8/27))^2;
hcn=kaire*Nucn/Ltubo;%Coef transf calor conv natural

hconv=(hcf^4+hcn^4)^0.25;%%Coef transf calor conv

qconv1=hconv*(Ttubo-Tamb)*dext*pi*Ltubo %Pérdidas por tubo en [W]
qconv=qconv1*Ntubos*Npaneles;%Pérdidas totales por convección en [W]

```

APÉNDICE B3: PÉRDIDAS POR RADIACIÓN

```

Ttubo=917;%Obtenido en pérdidas por convección [Kelvin]
qconv1=1.5839e+004;%Obtenido en pérdidas por convección [W perdidos
tubo]
qt=9.8310e+005;%Obtenido en diseño geometría
Ntubos=64;%Obtenido en diseño geometría
Npaneles=8;%Obtenido en diseño geometría
dtorre=9.71;%Obtenido en diseño geometría

%Datos de diseño
Ltubo=10;
dext=0.0528;
dint=0.0508;
SepTubos=0.1*dext;%Separacion entre tubos
x=1+SepTubos/dext;
P=dext+SepTubos;

%Propiedades de la sal a 565 grados celsius
ro=1730.66;
cp=1540.18;
mu=1.1438*10^(-3);
ksal=0.55035;

%FACTORES DE FORMA

Ftt=(2/pi)*((x^2-1)^(1/2)+pi/2-acos(1/x)-x);
Fts=(1-Ftt)/2;
Ftr=Fts;
Fst=Fts*(pi*dext/P);
Frt=Fst;
Fsr=1-Fst;
Frs=Fsr;
Frr=0;

%AREAS

As=(dext+SepTubos)*Ltubo;%area de cielo
At=pi*dext*Ltubo;%area de tubo

```

%Emisividades y Temperaturas

```
et=0.925;%Emisividad tubo
etierra=0.5;%Emisividad tierra
ecielo=1;%Emisividad cielo
eeq=(etierra+ecielo)/2;%Emisividad equivalente
Tamb=20+273;
Ttierra=Tamb+15;
Tcielo=273;
Fcielo=0.5;
Ftierra=0.5;
Teq=((Fcielo*ecielo*Tcielo^4+Ftierra*etierra*Ttierra^4)/eeq)^(0.25);%temperatura equivalente Ts
sigma=5.67*10^(-8);%Constante Stefan-Boltzmann
alfa=0.85;%Constante de desenfocamiento
```

```
Et=sigma*Ttubo^4;
Jt=Et+(qt+qconv1)*(1-et)/(et*At);
```

```
A=[At*Ftr As*Fst alfa*Fst*As; -(As*Fsr+At*Ftr) As*Fsr alfa*Fsr*As;
As*Fsr -(As*Fsr+As*Fst+(As*eeq)/(1-eeq)) 0];
B=[Jt*(As*Fst+At*Ftr)+(qconv1+qt); -Jt*At*Ftr; -
(Jt*As*Fst+(As*eeq)*sigma*Teq^4/(1-eeq))];
```

X=A\B;%Cálculo de la inversa de A por B

```
Jr=X(1);
Js=X(2);
G=X(3);%W/m2 reflejados sobre el receptor
```

```
Gtotal=G*pi*Ltubo*dtorre; %W totales sobre el área totañ del receptor
gradtubo=(Js-sigma*Teq^4)*(As*eeq)/(1-eeq);%W/m2 perdidos en cada tubo
por radiacion
gradtotal=gradtubo*Ntubos*Npaneles;%perdidas totales por radiacion [W]
```

APÉNDICE B4: CAMPO DE HELIOSTATOS

```
lat=36.267;%Latitud de la zona
long=-6.083;%Longitud de la zona
l=10;%Longitud característica de un heliostato
htorre=120;%Altura de la torre
r=12;%Radio inicial del primer anillo
N=105;%Día 15 de abril
decl=23.45*sind((360/365)*(284+N));%Declinación solar en grados
efic=0.95*0.9*0.95;%Pérdidas de eficiencia por sombreado, apuntamiento
y suciedad
Ltubo=10;%Altura del receptor
drec=9.71;%Diámetro del receptor
G=641000000/(pi*drec*Ltubo);%W/m2 necesarios en el receptor
horas=[8; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16];%Horas sobre 200 W/m2
radiacion=[366; 528; 667; 760; 793; 760; 667; 528; 366];%Radiación en
W/m2 correspondiente a esas horas
```

%Este diseño se hará para las 12pm del 15/4, con 793 W/m2 de radiación incidente

```
h=15*(horas(5)-12);%Ángulo horario
```

```

alfa=asind(sind(lat)*sind(decl)+cosd(lat)*cosd(decl)*cosd(h)); %Ángulo
de altitud solar
z=asind(cosd(decl)*sind(h)/cosd(alfa)); %Ángulo azimutal

%%%Para el primer anillo
g=0; %Radiación acumulada en el receptor
n=1;
d=1; %Distancia entre heliostatos contiguos
NHA=floor(2*pi*r/(1+d)); %Número de anillos por heliostato
alfat=atand(htorre/r); %Angulo de altitud de la torre
zt=0; %Se establece el primer heliostato en la línea W-E
deltazt=360/NHA;

for m=1:NHA

omega=acosd(cosd(alfa)*cosd(z)*cosd(alfat)*cosd(zt)+cosd(alfa)*sind(z)
*cosd(alfat)*sind(zt)+sind(alfa)*sind(alfat));
    gh=radiacion(5)*cosd(omega/2)*efic;
    g=g+gh;
    zt=zt+deltazt;
end

nh=NHA; %Número de heliostatos totales

%%%Para los demas anillos
while g<G
    n=n+1;
    r=r+2*l+0.1*n;
    alfat=atand(htorre/r);
    zt=0;
    if n<11
        d=1;
    else
        d=2*l+0.1*n;
    end
    NHA=floor(2*pi*r/(1+d));
    nh=nh+NHA;
    deltazt=360/NHA;
    for j=1:NHA

omega=acosd(cosd(alfa)*cosd(z)*cosd(alfat)*cosd(zt)+cosd(alfa)*sind(z)
*cosd(alfat)*sind(zt)+sind(alfa)*sind(alfat));
        gh=radiacion(5)*cosd(omega/2)*efic;
        g=g+gh;
        zt=zt+deltazt;
    end
end

```

REFERENCIAS

- [1] KALOGIROU, Soteris. *Solar Energy Engineering*. Elsevier, 2009.
- [2] *Generación eléctrica y fotovoltaica*, apuntes de la asignatura. 4º curso, Grado en Ingeniería Eléctrica. Universidad Carlos III de Madrid.
- [3] Red Eléctrica Española. [En línea]. [Última visita: febrero 2013]. Disponible en web:
<http://www.ree.es/>
- [4], [6], [7], [8] Google Imágenes [en línea]. [Última visita: febrero 2013].
- [5] Elaboración propia.
- [9] Wikipedia [en línea]. [Última visita: junio 2013]. Disponible en web:
<http://www.wikipedia.org/>
- [10], [11], [12], [13], [15], [16] Google Imágenes [en línea]. [Última visita: marzo 2013].
- [14] *Centrales Eléctricas I y II*, apuntes de la asignatura. 4º curso, Grado en Ingeniería Eléctrica. Universidad Carlos III de Madrid.
- [17], [18], [19], [20] Google Imágenes [en línea]. [Última visita: abril 2013].
- [21] ZAVOICO, Alexis B. *Solar Power Tower Design Basis Document*. San Francisco, 2001.
- [22] ORTEGA J., BURGALETA J. I., TÉLLEZ F. Journal of solar energy engineering. *Central receiver system solar power plant using molten salt as heat transfer fluid*. Vol. 130 Mayo, 2008. Páginas 1-6.
- [23] MÉNDEZ, Juan. Diario El País. *Inaugurada en Sanlúcar una planta solar que producirá energía para abastecer a toda Sevilla*. [En línea]. [Última visita: abril 2013]
http://elpais.com/diario/2007/03/31/andalucia/1175293327_850215.html
- [24], [25], [26], [27], [31] Google Imágenes [en línea]. [Última visita: mayo 2013].
- [28] FERNÁNDEZ DÍEZ, Pedro. *Procesos termosolares en baja, media y alta temperatura*. Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética, Universidad de Cantabria. 2009.
- [29] DOMINGO, Miguel. *Energía solar: estado actual y perspectiva inmediata*. [En línea].
Última visita: mayo 2013]. Disponible en web:
<http://www.upcomillas.es/catedras/crm/report05/Comunicaciones/Mesa%20IV/Miguel%20Domingo%20Osl%C3%A9%20-%20Solar%20Tres,%20Sener.pdf>
- [30] Agencia Andaluza de la Energía [en línea]. [Última visita: mayo 2013]. Disponible en web:

<http://www.agenciaandaluzadelaenergia.es/>

[32] Agencia Estatal de Meteorología AEMET [en línea]. [Última visita: mayo 2013]. Disponible en web: <http://www.aemet.es/>

[33] WINTER, C.-J.; SIZMANN R.; VANT-HULL, L. *Solar Power Plants*. Springer-Verlag. 1990.

[34] Alianza III-SENER Ingeniería y Sistemas. *Centrales Termosolares (17-50 MWe)*. [En línea]. [Última visita: junio 2013]. Disponible en web:

<http://www.conae.gob.mx/work/sites/CONAE/resources/LocalContent/3716/3/borjazarraga.pdf>

[35] INCROPERA, F. P.; DE WITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley and Sons, 6th edition. 2007.

[36] *Thermal Engineering*, apuntes de la asignatura. 2º curso, Grado en Ingeniería Eléctrica. Universidad Carlos III de Madrid.

[37] Información proporcionada por el Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Carlos III de Madrid.

[38] *Engineering Fluid Mechanics*, apuntes de la asignatura. 2º curso, Grado en Ingeniería Eléctrica. Universidad Carlos III de Madrid.

[39] Torresol Energy. Características de la planta GEMASOLAR. [En línea]. [Última visita: julio 2013]. Disponible en web:

http://www.torresolenergy.com/EPORTAL_DOCS/GENERAL/SENERV2/DOC-cw4cb709508888d/Ficha_PLANTAGEMASOLAR.pdf

[40] Tabla de propiedades del aire. [En línea]. [Última visita: julio 2013]. Disponible en web: <http://www.uco.es/~p32sebej/Energ%C3%A9tica/tablas.pdf>

[41] *Oficina Técnica*, apuntes de la asignatura. 4º curso, Grado en Ingeniería Eléctrica. Universidad Carlos III de Madrid.

[42] SINGER, C.; BUCK, R.; PITZ-PAAL, R.; MÜLLER-STEINHAGEN, H. *Assesment of solar power tower driven ultrasupercritical steam cycles applying tubular central receivers with varied heat transfer media*. Vol.132 Alemania, November 2010. Páginas 1-12.

[43] Solar Paces Technical Report. *Catalog of solar heliostats*. 2000. [En línea]. [Última visita: agosto 2013]. Disponible en web: <http://www.fika.org/jb/resources/Heliostat%20Catalog.pdf>

[44] Portal inmobiliario. Información obtenida telefónicamente. Disponible en web: <http://www.inmobiliaria.com/>

[45] Boletín Oficial del Estado. *Orden IET/221/2013, de 14 de febrero, por la que se establecen los peajes de acceso a partir de 1 de enero de 2013 y las tarifas y primas de las instalaciones del régimen especial*.

[46] Información proporcionada telefónicamente por la central GEMASOLAR.

[47] Foro online de economía. [En línea]. [Última visita: agosto 2013]. Disponible en web:
<http://www.burbuja.info/inmobiliaria/>

[48] Información proporcionada por el Departamento de Ingeniería Eléctrica de la Universidad Carlos III de Madrid.